THE UNIVERSITY
OF ILLINOIS
LIBRARY
625.05
OF
V.85

REMOTE STORAGE

Digitized by the Internet Archive
in 2026 with funding from
University of Illinois Urbana-Champaign

https://archive.org/details/organfurdieforts8519unse

# ORGAN

## FÜR DIE FORTSCHRITTE

# DES EISENBAHNWESENS

Begründet von

Edmund Heusinger von Waldegg

## TECHNISCHES FACHBLATT DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN

Herausgegeben im Auftrag des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

vom Schriftleiter

Dr. Ing. H. Uebelacker
Reichsbahnoberrat

unter Mitwirkung von

Dr. Ing. A. E. Bloss
Reichsbahnoberrat

als stellvertretendem Schriftleiter und für den bautechnischen Teil

FÜNFUNDACHTZIGSTER JAHRGANG

NEUE FOLGE. SIEBENUNDSECHZIGSTER BAND

1930

MIT 34 TAFELN UND 707 TEXTABBILDUNGEN

BERLIN
VERLAG VON JULIUS SPRINGER
1930

*Die Übersetzung oder der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Aufsätze oder des Berichtes, sei es mit oder ohne Quellenangabe, ist gesetzlich unerlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.*

625.05
OF
v.85



REMOTE STORAGE

# I. Sachverzeichnis.

Es bedeutet: A = Aufsatz, B = Bericht, Z = Zuschrift. * = Abbildungen im Text oder auf Tafeln.


Jahrg. 1930 Seite

**Auftragsvergebung.**
— Lokomotivvergebung der Reichsbahn. B. . . . . 38
**Aus amtlichen Nachrichten und Erlassen der Vereinsverwaltungen.**
— Vorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für die Lieferung von Stahlbauwerken aus Baustahl St 52 320
**Ausstellungen.**
— Das Eisenbahnwesen auf der Internationalen Ausstellung in Barcelona. Von Schultheiß. A. . . . 8*
— Die Eisenbahnen auf den Internationalen Ausstellungen in Lüttich und Antwerpen. Von Schultheiß. A. . . 545

**Bahnanlagen und Bahnhöfe** (siehe auch Rangiertechnik).
— Das Heizwerk des Hauptbahnhofs Stuttgart. Von Maile. A. Hierzu Taf. 5 . . . . . 46*
— Der Grenzbahnhof Canfranc der Pyrenäen-Querbahn Bedous-Jaca. B. . . . . 305
— Der Umbau des Lehrter Stadtbahnhofs in Berlin. B. 306*
— Prellbock mit beweglicher Stirnwand und Prellbock für Stirnrampen. Von Honemann. B. . . . . 460*
**Bahnbau.**
— Schnelle Massenermittlung aus dem Längsprofil. Von Sparr. A. . . . . 31*
— Stütz- und Futtermauern aus fabrikmäßig hergestellten Einzelteilen. B. . . . . 439*
— Bahnbauten in Südamerika. B. . . . . 457
**Bahnoberbau, Allgemeines, theoretische Untersuchungen.**
— Sitz der Schienennägel. B. . . . . 35
— Zur Frage der Oberbauberechnung. Von Nemcsek. A. 77*
— Reibungskräfte im Langschienengleis. Von Wattmann. A. . . . . 192*
— Die Beseitigung kurzer Geraden zwischen gleichwendigen Bogen. Von Höfer. A. . . . . 199*
— Berichtigung der Fehler in Gleisbogen. Von Demandt. A. . . . . 297*
— Geometrische Eigenschaften der Bogenweichen. Von Höfer. A. . . . . 453*
— Längenschnitte mit schiefwinkligen Koordinaten. Von Buzzi. B. Hierzu Taf. 28 . . . . . 458*
— Wegfall der Spurerweiterung bei den russischen Bahnen. B. . . . . 459
**Bahnoberbau, Gleisbettung.**
— Georg Stephensons Bettung für Schwellenoberbau. B. 34*
— Muscheln als Gleisbettungsstoff. B. . . . . 36*
— Ist die Bettung elastisch? Von Faatz. A. . . . . 337
— Kautschuk als Schienenunterlage. B. . . . . 417
— Prüfung und Bewertung von Gleisbettungsstoffen. Von Stübel. A. . . . . 432*
**Bahnoberbau, Schienen.**
— Sitz der Schienennägel. B. . . . . 35
— Schienenbrüche der schwedischen Staatsbahnen 1928. B. 222
— Das fünfzigjährige Jubiläum der Rillenschiene. B. 224
— Schienenzerstörungen durch Rost in Tunnels. B. . . 305
— Beitrag zur Klärung der Ursache von Schienenbrüchen. Von Berchtenbreiter und Doll. A. . . . . 325*
— Schienenschmierung. B. . . . . 416
— Amerikanische Untersuchungen an eutekloidem Schienenstahl. B. . . . . 417
— Eigenschaften der Eisenbahnschienen bei hohen Kältegraden. B. . . . . 417
**Bahnoberbau, Schienenschweißung.**
— Elektrisch geschweißte Schienenstöße auf der Brücke über das Hollandsch Diep. Von Joosting. A. . . 189*
— Versuche an verschweißten Eisenbahngleisen. B. . . 206
— Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung. Von Reiter. A. Hierzu Taf. 24 u. 25 398* 419*

Jahrg. 1930 Seite

**Bahnoberbau, Schwellen.**
— Die Tannenschwelle im Eisenbahngleis. B. . . . . 35*
— Die Verwendung von Betonschwellen. B. . . . . 206
**Bahnoberbau, Schwellentränkung.**
— Schwellentränkung in Amerika. B. . . . . 222
— Schwellentränkung in Schweden und Rußland. B. . 459
**Bahnunterhaltung.**
— Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau. Von Backofen. A. . . . . 1*
— Die Entwicklung der Bahnerhaltungs-Kleinwagen bei den Österreichischen Bundesbahnen. Von Beyer. A. 26*
— Das Auseinandertreiben der Schienen ohne Beschädigung des Kleineisenzeugs behufs Erhaltung von Wärmelücken. B. . . . . 36
— Gleisumbau mit maschinellen Hilfsmitteln. Von Bach. B. 88*
— Verwendung von Kohlenschlacken bei Rutschungen. B. 222
— Eine einfache Schienenabladevorrichtung. Von Driessen. A. . . . . 335*
— Neues mechanisches Verfahren der Gleisüberwachung. Von Beck. A. Hierzu Taf. 21 . . . . . 372*
— Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen. B. 440*
Hierzu Zuschrift. Von Hampke. . . . . 558
Beleuchtung von Fahrzeugen siehe Zugbeleuchtung.
**Bogenlauf von Fahrzeugen.**
— Über die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen. Von Uebelacker. A. . . . . 271*
Hierzu Berichtigung. . . . . 342
— Zu den Schlingerbewegungen von Drehgestellwagen. Von Hanker. Z. . . . . 378
— Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen. Von Heumann. A. Hierzu Taf. 29 . . . . . 463* 485* 520*
**Bremsen an Fahrzeugen, Bremsberechnung.**
— Bremsversuche in Amerika. B. . . . . 20
— Einkammer-Druckluftbremse mit Zusatz-Löseventil. B. 72*
— Neue Bremsberechnung für Eisenbahnzüge. B. . . . 92
— Probefahrten mit der Božićbremse. B. . . . . 556
— Einkammerdruckluftbremse mit Zusatzlöseventil. B. . 556*
**Brücken.**
— Die Taybrücke bei Dundee. B. . . . . 14
— Auswechslung der eisernen Überbauten der Schwarzbachtalbrücke in Barmen. Von Leopold. A. . . . 51*
— Der Umbau der Weserbrücke bei Wehrden. B. . . 53*
— Eine Brückenauswechslung mit fahrbaren Kranen. Von Klinkmüller. A. . . . . 86*
— Eine bemerkenswerte Brückengründung. B. . . . . 304
— Anwendung der elektrischen Schweißung im Brückenbau. B. . . . . 305
— Spritzbeton bei den Brücken der schwedischen Staatsbahnen. B. . . . . 340

**Diesellokomotiven.**
— Versuchsfahrten mit der 2 $D_0$ 1 + 1 $D_0$ 2-dieselelektrischen Lokomotive der Canadian National Railway. B. 188
— Über Diesellokomotiven unter besonderer Berücksichtigung der Dieseldruckluftlokomotive. Von Geiger. A. . . . . 379*
**Drehscheiben.**
— Umbau starrer Drehscheiben in Gelenkdrehscheiben. Von Gräfe. A. . . . . 544

**Eisenbahnbau** siehe Bahnbau.
**Eisenbahnbetrieb** (siehe auch elektrische Eisenbahnen, Zugförderung).
— Güterwagenübergang von und nach Italien. B. . . . 16
— Betriebliche Neuerungen bei der Irischen Großen Südbahn. B. . . . . 18


763503

Jahrg. 1930 Seite

— Verkürzung der Reisezeiten bei amerikanischen Eisenbahnverwaltungen. B. . . . . 92
— Schneesturmwarnungen auf der Riksgräns-Bahn Kiruna—Narvik. B. . . . . 205
— Die Beurteilung von Betrieb und Verkehr in Personenbahnhöfen auf Grund der Weichenbelastung. Von Schachenmeier. A. Hierzu Taf. 22 u. 23 . . . . 405*
— Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen. Von Honemann. A. Hierzu Taf. 32 u. 33 . . . . . 511*

**Eisenbahnen verschiedener Länder.**
— Eisenbahnen durch die Vogesen. B . . . . . 15
— Die Benguela-Eisenbahn. Von Wernekke. A. . . 32
— Die Hudsonbai-Eisenbahn. B. . . . . 439*
— 100 Jahre Liverpool und Manchester Bahn. B. . . 457
— Bahnbauten in Südamerika. B. . . . . 457

Eisenbahnunterbau siehe Bahnunterhaltung.
Eisenbahnwagen siehe Wagen.

**Elektrische Eisenbahnen.**
— Die Einführung des elektrischen Betriebs auf der Südafrikanischen Staatsbahn. B. . . . . 36
— Der elektrische Betrieb der englischen Südbahn. B. . 37
— Elektrisierungsfortschritte in Italien. B. . . . . 38
— Elektrisierung englischer Hauptbahnlinien. B. . . . 38
— Siemensbahn Jungfernheide—Gartenfeld. B. . . . . 76
— Ergebnisse des elektrischen Zugbetriebes auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken. Von Lang. A. . . . . 207*
— Kessel mit Heizölfeuerung für die Zugheizung auf elektrischen Strecken. B. . . . . 377*

**Elektrische Lokomotiven.**
— Neuere Drehstromlokomotiven der italienischen Staatsbahnen. B. . . . . 17

**Fahrzeuge allgemeine Fahrzeugteile** (siehe auch Lokomotiven und Wagen).
— Italienische Versuche mit der neuen Zugvorrichtung für 65 t. B. . . . . 19
— Radreifenprofil mit erhöhtem Spurkranz. B. . . . . 90*
— Neues amerikanisches Drehgestell. B. . . . . 91*
— Die Pufferung der Eisenbahnfahrzeuge. Von Kreissig. A. . . . . 361*

**Fahrzeitberechnung.**
— Der Einfluß der Zuglänge auf die Fahrzeit bei Neigungswechseln. Von Koref. A. Hierzu Taf. 16 . . . . 317

**Fernmeldeanlagen.**
— Zugtelephonie bei der Canadian National Railway. B. 19
Hierzu Zuschrift. Von Hampke . . . . . 76

**Geschäftsberichte.**
— Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über das fünfte Geschäftsjahr 1929 . . . . . 339

Gleisbettung siehe Bahnoberbau.
Gleisbremsen siehe Rangiertechnik.

**Gleiswaagen.**
— Gleiswaagenverstärkung. Von Pontani. B. . . . . 459*

Güterwagen siehe Wagen.
Güterzuglokomotiven siehe Lokomotiven, Bauart.

**Heizung** von Zügen siehe Zugheizung.

**Hemmschuhbremsen** (siehe auch Rangiertechnik).
— Über die ferngesteuerte Hemmschuhbremse. Von Kaempf. A. . . . . 195*

**Internationale Eisenbahnverbände.**
— IEC Volltagung 1930. B. . . . . 224
— Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreßvereinigung in Madrid. Von Dannecker. A. . . . 477
— Desgl. Von Spangenberger. A. . . . . 554
— Internationaler Eisenbahnverband. Von Carus. A. . 552

**Kraftwagenverkehr.**
— Reichsbahn und Kraftwagenverkehr. B. . . . . 75
— Kraftfahrzeugverkehr und Eisenbahn. B. . . . . 204*

**Lokomotivbehandlungsanlagen** (siehe auch Werkstätten nebst Einrichtungen).
— Bemerkenswerte Betriebsergebnisse der Bekohlungsanlage in Dillenburg. Von Borghaus. B. . . . . 70*
— Elektrisch betriebene Lokomotiv-Bekohlungsanlage. B. 358*

Jahrg. 1930 Seite

**Lokomotiven, Allgemeines.** Theoretische Untersuchungen (siehe auch Diesellokomotiven, elektr. Lokomotiven).
— Verhütung von Kesselanrostungen. B. . . . . 73
— Fettschmierung für Kreuzköpfe. B. . . . . 74
— Ölfeuerung der Lokomotiven auf den Estländischen Staatsbahnen. B. . . . . 90
— Die konstruktive Durchbildung der Reichsbahn-Lokomotiven. Von Wagner und Witte. A. Hierzu Taf. 6 und 7 . . . . . 94*
— Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkt der Vereinheitlichung. Von Meckel. A. Hierzu Taf. 8 und 9 . . . . . 111*
— Nickelstahl im Lokomotivbau. B. . . . . 152
— Versuchsergebnisse der Kohlenstaublokomotive der Studiengesellschaft. B. . . . . 176
— Vervollkommnung der Dampflokomotiven nach den besonderen Anforderungen des Betriebes der italienischen Staatsbahnen. Von Corbellini. A. . . . . 177*
— Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage. Von Nordmann. A. . . . . 225*
— Die Betriebserfahrungen mit Garratt-Lokomotiven bei den Südafrikanischen Eisenbahnen. B. . . . . 285
— Beitrag zur Widerstandsberechnung von Dampflokomotiven. Von Rihosek. B. . . . . 529*
— Versuche über Rauchniederschlag bei Lokomotiven. B. 531*
— Torfstaubfeuerung auf schwedischen Bahnen. B. . . 532

**Lokomotiven, Bauart.**
— 2 D + D 1-h 4 Mallet-Gelenklokomotive der Southern Pacific Bahn. B. . . . . 16*
— B-Benzinlokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen 70*
— Kleinlokomotive mit Hochdruckkessel und Kettenantrieb. B. . . . . 73*
— Kohlenstaublokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. B. . . . . 91
— Die Schwartzkopff-Löffler-Hochdrucklokomotive der Deutschen Reichsbahn. B. . . . . 109*
— 1 D Auspuff-Turbinenlokomotive, Bauart Ljungström. B. Hierzu Abb. 2 auf Taf. 12 . . . . . 132*
— 1 D 1-h 2 Güterzuglokomotive der Georgia Northern Railway. B. . . . . 132
— 1 D 2 Schnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen. Von Lehner. A. Hierzu Taf. 10 u. 11 133*
— Die neuen Schnellzuglokomotiven der niederländischen Eisenbahnen. Von Labryn. A. Hierzu Taf. 12 . 147*
— Die Entwicklung der Lokomotive in England. Von Bulleid. A. Hierzu Taf. 13 . . . . . 153*
— 2 C 3-h 2 Tenderlokomotive der Boston und Albany-Bahn. B. . . . . 164*
— Die Entwicklung der Lokomotive in Frankreich im letzten Jahrzehnt. Von Renevey. A. Hierzu Taf. 14 165*
Hierzu Berichtigung . . . . . 288
— 2 C 1-h 2 Lokomotive der Delaware und Hudson Railway. B. . . . . 176*
— 2 C 2-h 4 v Hochdrucklokomotive der London and North Eastern Railway. B. . . . . 186*
— 1 D 1-h 2 Güterzuglokomotive der Buenos Ayres und Pacific Bahn. B. . . . . 286*
— Getriebelokomotive für Indien. B. . . . . 286*
— 2 D 1 + 1 D 2-h 4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen. B. . . . . 287
— 2 C-h 3 v Hochdruckversuchslokomotive der London, Midland and Scottish Railway. B. . . . . 288*
— Schnellzuglokomotiven von 7200 PS Einstundenleistung für die Gotthardstrecke der S.B.B. B. . . . . 530*
— D-Tenderlokomotive der süditalienischen Gebirgsbahnen. B. . . . . 530*

**Lokomotiven, Einzelteile.**
— Neues amerikanisches Drehgestell. B. . . . . 91*
— Leerlauf-Druckausgleichvorrichtung der russischen Dampflokomotiven. Bauart Trofimoff. Von Makarow. A. . . . . 185*
— Die Beanspruchung der Rohrwalzverbindungen eines Heizrohrkessels. Von Schneider. A. . . . . 307*
— Preßluftschmiervorrichtung für Radreifen, Bauart Rößger. B. . . . . 321*
— Bläser zum Reinigen der Feuerbüchsrohrwand. B. . 532*

Lokomotivschuppen siehe Werkstätten nebst Einrichtungen.
Lokomotivversuchsfahrten siehe Lokomotiven, Allgemeines, Diesellokomotiven, Versuche.

Jahrg. 1930 Seite

**M**aterial siehe Stoffwesen.
Motorwagen siehe Triebwagen.

**N**achrufe siehe Persönliches.
**Normung.**
— Normalisieren von Stahlblechen. B. . . . . 320
— Normung im Lokomotivbau. B. . . . . 557

**O**berbau siehe Bahnoberbau.

**P**ersönliches.
— Ehrung Heusinger von Waldeggs . . . . . 69
— Geheimrat Professor Dr. Dolezalek † . . . . . 87
— Dipl. Ing. Dr.-Ing. Karl Schlöß † . . . . . 527
— Geheimer Oberbaurat Heinrich Ranafier† . . . . 555
Personenwagen siehe Wagen.
Personenzuglokomotiven siehe Lokomotiven, Bauart.
**Postbetrieb.**
— Die Mechanisierung des Postbetriebes im Verkehr mit der Eisenbahn. Von Schwaighofer. A. . . . . 384*
**Preisausschreiben.**
— Der Preisausschuß des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen . . . . . 374
— Preisausschreiben des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen . . . . . 397

**R**angiertechnik siehe auch Gleisbremsen, Hemmschuhbremsen.
— Rangiertechnik. Von Ammann. A. Hierzu Taf. 15, 30 und 31 . . . . . 289* 496*
— Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien ablaufender Eisenbahnfahrzeuge durch Netznomographie mit polarem Bezugssystem. Von Ammann und Raab. A. Hierzu Taf. 26 und 27 449*
— Grundsätzliches zur Rangiertechnik. Von Bäseler. A. Hierzu Taf. 34 . . . . . 533*

**S**chienen siehe Bahnoberbau.
**Schiffbau.**
— „Allgäu", das neue 1200 Personen Doppelschrauben-Dieselmotorschiff der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für den Bodensee. Von Graßl. A. . . . . 441*
**Schweißen** siehe auch Bahnoberbau (Schienenschweißung).
— Anwendung der elektrischen Schweißung im Brückenbau. B. . . . . 305
— Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung. Von Reiter. A. Hierzu Taf. 24 und 25 398* 419*
— Schweißen von Stahlbauten. B. . . . . 416
Schwellen und Schwellentränkung siehe Bahnoberbau.
**Signal- und Sicherungswesen.**
— Die mechanische Fahrsperre auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken. Von Gläsel. A. . . . . 210*
— Einfache Vorrichtung zur Überwachung der Fahrgeschwindigkeit an Langsamfahrstellen. B. . . . . 222*
— Die Behelfseinrichtungen der Österreichischen Bundesbahnen bei Außerbetriebsetzung von Sicherungsanlagen. Von Zuleger. A. . . . . 332*
— Über die verschiedenartige Schwächung von sichtbarer und ultraroter Strahlung beim Durchgang durch Tauschichten. Von Müller, Frisch und Scheib. B. . . . 555*
**Stoffe und Stoffwesen.**
— Prodorite, ein säurefester Beton. B. . . . . 36
— Nickelstahl im Lokomotivbau. B. . . . . 152
— Vorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für die Lieferung von Stahlbauwerken aus Baustahl St 52 320
— Werkstoffprüfung mit Hilfe des elektrischen Stromes ohne Zerstörung des zu prüfenden Werkstoffes. Von Fink. A. . . . . 329*
— Die optische Aufnahme von Aschenerweichungsvorgängen. Von Ebert. A. . . . . 410*
— Amerikanische Untersuchungen an eutektoidem Schienenstahl. B. . . . . 417
— Die Nickelstähle Amerikas. B. . . . . 418
— Prüfung und Bewertung von Gleisbettungsstoffen. Von Stübel. A. . . . . 432*
— Vereinheitlichung der Schmiermittelprüfverfahren. B. 484

Jahrg. 1930 Seite

— Über die Verwendung von Aluminiumlegierungen bei den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten. B. . . . 558
— 13. Hauptversammlung der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde in Berlin vom 8. bis 10. November 1930. B. 558

**T**agungen.
— Weltkraftkonferenz. B. . . . . 223
— I E C Volltagung 1930. B. . . . . 224
— Die zweite Weltkraftkonferenz. Von Putze. A. . . 391
— Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreßvereinigung in Madrid. Von Dannecker. A. . . . 477
— Desgl. Von Spangenberger. A. . . . . 554
— Tagung des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Münster. Von Carus. A. . . . . 549
— 13. Hauptversammlung der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde in Berlin. B. . . . . 558
**Transportwesen.**
— Ladevorschriften für Güterwagen. Von Kühnelt. A. 5
— Vor- und Nachteile des Behälterverkehrs. B. . . . 18
— Behälterverkehr in England. B. . . . . 306
— Internationaler Wettbewerb für Behälter-Bauformen. B. 342
— Verladung von Schienen und Langeisen. B. . . . 439*
**Triebwagen.**
— Heißdampftriebwagen mit Ölfeuerung für die Gran Ferrocarril de Venezuela. B. . . . . 55*
— Versuche mit einem Propeller-Triebwagen. B. . . . 528*
**Tunnel.**
— Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten. Von Schmitt. A. Hierzu Taf. 1 bis 4 . . . . . 21* 39*
— Vollendung des Musconetcong-Tunnels der Lehigtal-Bahn. B. . . . . 33*
— Zum Jahrestag des Durchschlages des Gotthard- und des Simplontunnels. B. . . . . 220
— Der Bau des Somport-Tunnels. B. . . . . 221
— Die Lüftung des Moffat-Tunnels. B. . . . . 340

**U**nterführungen.
— Die Unterführung der Reichsbahn Magdeburg—Stendal unter dem Mittellandkanal. B. . . . . 54*
Unterhaltung der Gleisanlagen siehe Bahnunterhaltung.

**V**erein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.
— Der Preisausschuß des Vereins . . . . . 374
— Preisausschreiben des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen. B. . . . . 397
— Tagung des Technischen Ausschusses des V.D.E.V. in Münster. Von Carus. A. . . . . 549
Verschiebetechnik siehe Rangiertechnik.
**Versuche** siehe auch Bahnoberbau, Lokomotiven, Allgemeines.
— Italienische Versuche mit der neuen Zugvorrichtung für 65 t . . . . . 19
— Bremsversuche in Amerika . . . . . 20
— Versuchsergebnisse der Kohlenstaublokomotive der Studiengesellschaft. B. . . . . 176
— Versuchsfahrten mit der 2 $D_0$ 1 + 1 $D_0$ 2 dieselelektrischen Lokomotive der Canadian National Railway. B. 188
— Versuche an verschweißten Eisenbahngleisen. B. . . 206
— Versuche mit einem Propeller-Triebwagen. B. . . . 528*
— Versuche über Rauchniederschlag bei Lokomotiven. B. 531*

**W**agen und Einzelteile von Wagen siehe auch Fahrzeuge, Fahrzeugteile, Allgemeines.
— Gepäckwagen für Beförderung von Kraftwagen. B. 18*
— Die Entwicklung der Bahnerhaltungs-Kleinwagen bei den Österreichischen Bundesbahnen. Von Beyer. A. 26*
— Wagenkasten aus Aluminium. B. . . . . 56
— Holländische eiserne D-Zugwagen 1./2. Klasse. B. . 71
— Stahlgußuntergestell an amerikanischen Güterwagen. B. 91*
— Scheibenrad mit Rippen für Eisenbahnwagen. B. . . 92*
— Stahl- oder Holzwagen. B. . . . . 322
— Bau von Stahl-Personenwagen. B. . . . . 375
— Verbesserungen an Personenwagen. B. . . . . 375
— Rollenachslager an Eisenbahnwagen. B. . . . . 375
— Tankwagen für Heliumversand. B. . . . . 376
— Vereinheitlichung des französischen Wagenparkes. B. 376
— Befestigung der Wandfließen in den Waschräumen der Personenwagen. B. . . . . 377*
— Neuerungen im Straßenbahnwagenbau. B. . . . . 532*

Jahrg. 1930 Seite

**Wagenreinigung.**
— Über die Verwendung von Staubsaugern bei der Wagenreinigung. Von Bethke. A. . . . . 541
**Werkstätten nebst Einrichtungen.**
— Innenreinigung von Tenderwasserkästen mit Sandstrahl. Von Niederstraßer. A. . . . . 13
— Beschleunigung der Lokomotivausbesserung bei den italienischen Staatsbahnen. B. . . . . 17
— Ausbesserungsstand der italienischen Lokomotiven. B. 17
— Die Pumpenwerkstätte des Reichsbahnausbesserungswerkes München-Freimann. Von Staufer und Ruidisch. A. . . . . 57*
— Eine nuee Spurkranzlehre. Von Cäsar. A. . . . . 218*
— Kraftbetriebene Anhebevorrichtung für die Güterwagenausbesserung in Bahnbetriebswerken. B. . . . . 319*
— Das neue Bahnbetriebswerk Fulda. Von Borghaus. A. Hierzu Taf. 17 bis 19 . . . . . 343*
Hierzu Berichtigung . . . . . 440
— Vorrichtungen in den Bahnbetriebs- und Bahnbetriebswagenwerken. Von Putze. A. . . . . 352*
— Neuerungen bei der Lokomotiv-Rahmenwiederherstellung. Von Niederstraßer. A. . . . . 355*
— Neue französische Betriebswerkstätten. B. . . . . 358*
— Ortsbewegliche Lokomotiv-Verschiebewinde. B. . . . 360*
— Die elektrische Zugbeleuchtungswerkstätte in Neuaubing. Von Knorr. A. Hierzu Taf. 20 . . . . . 366*

Jahrg. 1930 Seite

**Zugbeförderung.**
— Arbeitszeit des italienischen Lokomotivpersonals. B.. 15
— Verkürzung der Reisezeiten bei amerikanischen Eisenbahnverwaltungen. B. . . . . 92
— Behebung von Betriebsschwierigkeiten durch Einsatz von Lokomotiven der bayerischen Bauart Gt 2×4/4. Von Engelhardt. A. . . . . 474
**Zugbeleuchtung.**
— Ladestation für Sammlerbatterien der elektrischen Zugbeleuchtung. Von Heinemann. A. . . . . 12*
— Die elektrische Beleuchtung von Gepäckwagen, System Lorenz. Von Breuer. A. . . . . 313*
— Die elektrische Zugbeleuchtungswerkstätte in Neuaubing. Von Knorr. A. Hierzu Taf. 20 . . . . . 366*
**Zugheizung.**
— Kessel mit Heizölfeuerung für die Zugheizung auf elektrischen Strecken. B. . . . . 377*
**Zuschriften an die Schriftleitung.**
— Zugtelephonie bei der Canadian National Railway. Von Hampke . . . . . 76
— Zu den Schlingerbewegungen von Drehgestellwagen. Von Hanker . . . . . 378
— Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen. Von Hampke . . . . . 558


# II. Buchbesprechungen.


Jahrg. 1930 Seite

**A**kkumulatoren. Die A...., ihre Theorie, Herstellung, Behandlung und Verwendung. Von Bermbach . . . 378
Articulated Lokomotives. Von Wiener . . . . . 484

**B**eleuchtung von Eisenbahn-Personenwagen mit besonderer Berücksichtigung der elektrischen Beleuchtung. Die B..... Von Büttner . . . . . 223
Betonmischung, Die wirtschaftliche B..... Von Brausewetter . . . . . 75

**D**ieselmaschinen IV. Sonderhaft der V D I-Zeitschrift 20

**E**influß der Verunreinigungen im Sauerstoff und im Azetylen auf die Wirtschaftlichkeit und Güte des Schnittes und der Schweißnaht. Von Rimarski, Kantner und Streb . . . . . 342
Einphasenbahnmotor. Der E..... Von Töfflinger . . 483
Eisenbahnbrücken. Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung geschweißter E..... Von Kommerell 418
Eisenbahnoberbau. Die Berechnung des E..... Von Zimmermann . . . . . 462
Eisenbetonbau. Der E..... Von Kersten . . . . . 324
Elektrische Bahnen. Von Höring . . . . . 483
Elektrowerkzeuge, Kleinwerkzeugmaschinen mit Einbaumotoren und biegsamen Wellen. Von Fein . . . . 378
Entwicklung der Lokomotiven. Die E.... Von v. Helmholtz und Staby . . . . . 509

**F**ahrzeug-Getriebe. Von Süberkrüp . . . . . 396
Federn und ihre schnelle Berechnung. Von Reynal . . 360
Fertigkonstruktionen im Beton- und Eisenbetonbau. Von Kleinlogel . . . . . 324
Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 510
Funktelegraphie und -telephonie. Die internationale Regelung der F..... Von Thurn . . . . . 20

**G**asmaschine. Der indizierte Wirkungsgrad der G..... Von Schnell . . . . . 20
Gasmaschine. Der Einfluß des Wärmeüberganges auf den indizierten Wirkungsgrad der G..... Von Hecker 20

**H**ochdruckdampf II. Sonderheft der V D I-Zeitschrift 20
Holz- und Eisenschwellen. Zur Frage der Bewertung von H..... Von Diehl . . . . . 418

**K**urven-Tabellen. Von Sarrazin, Overbeck, Höfer 75

Jahrg. 1930 Seite

**L**ehrstoffhefte der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Lehrfach m 5 III 1. Lokomotivkunde . . . . . 396

**M**aschinenelemente. Die M..... Von Barth-vom Ende . . . . . 341
Massenermittlung, Massenverteilung und Kosten der Erdarbeiten. Von Müller . . . . . 223
Modellversuche über den Wasserumlauf in Steil- und Schrägrohrkesseln. Von Cleve . . . . . 342

**P**lattenbalken. Die wirtschaftliche Bemessung von P..... Von Berger . . . . . 324

**R**ahmenformeln. Von Kleinlogel . . . . . 418 483
Reichsbahnkalender 1930. Von Baumann . . . . . 74

**S**tatisch unbestimmte Systeme. Berechnung st..... Von Strassner . . . . . 418 483
Strömungserscheinungen in rotierenden Rohren. Von Levy . . . . . 342

**T**aschenbuch für den Maschinenbau. Von Dubbel . . 323
Technische Dynamik und Thermodynamik. Monatliche Beihefte zur V D I-Zeitschrift . . . . . 324
Technologisches Handbuch der Elektrotechnik und Elektrochemie. Von Schlomann . . . . . 322
Teubners Tabellenbücher für Schule und Werkstatt. Von Zimmermann . . . . . 20
Träger. Der durchlaufende T..... Von Kleinlogel und Sigmann . . . . . 20

**V**orschriftenbuch des Verbandes Deutscher Elektrotechniker . . . . . 341
V W L Fünf Jahre V W L . . . . . 342

**W**ärmeübergangstrahlen durch Diffusionsversuche. Bestimmung von W.... Von Werner und Lohrisch . 342
Wärmewirtschaft im Eisenbahnwesen. Von Landsberg 396
Waggonbau von der Vorbereitung bis zur Inbetriebnahme. Der neuzeitliche W..... . . . . 323
Werkstoffhandbuch Stahl und Eisen . . . . . 510

**Z**ugbildungskosten, Zugförderkosten und ihre Wechselbeziehungen. Sonderdruck aus der „Verkehrstechnischen Woche". Von Capelle, Baumann und Fiedler . 20
Zwanglose Mitteilungen aus dem G H H-Konzern . . . 510

# III. Namenverzeichnis.

Mit dem Namen des Verfassers versehene Aufsätze, Berichte und Zuschriften. * = Abbildungen im Text oder auf Tafeln.


Jahrg. 1930 Seite

Ammann. Rangiertechnik. A. Hierzu Taf. 15, 30 u. 31 289* 496*
— und Raab. Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien ablaufender Eisenbahnfahrzeuge durch Netznomographie mit polarem Bezugssystem. A. Hierzu Taf. 26 u. 27 . . . 449*

Bach. Gleisumbau mit maschinellen Hilfsmitteln. B. . 88*
Backofen. Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau. A. . . . 1*
Bäseler. Grundsätzliches zur Rangiertechnik. A. Hierzu Taf. 34 . . . 533*
Beck. Neues mechanisches Verfahren der Gleisüberwachung. A. Hierzu Taf. 21 . . . 372*
Berchtenbreiter u. Doll. Beitrag zur Klärung der Ursache von Schienenbrüchen. A. . . . 325*
Bethke. Über die Verwendung von Staubsaugern bei der Wagenreinigung. A. . . . 541
Beyer. Die Entwicklung der Bahnerhaltungskleinwagen bei den Österreichischen Bundesbahnen. A. . . . 26*
Borghaus. Bemerkenswerte Betriebsergebnisse der Bekohlungsanlage in Dillenburg. B. . . . 70*
— Das neue Bahnbetriebswerk Fulda. A. Hierzu Taf. 17 bis 19 . . . 343*
Hierzu Berichtigung . . . 440
Breuer. Die elektrische Beleuchtung von Gepäckwagen System „Lorenz". A. . . . 313*
Bulleid. Die Entwicklung der Lokomotiven in England. A. Hierzu Taf. 13 . . . 153*
Buzzi. Längenschnitte mit schiefwinkligen Koordinaten. B. Hierzu Taf. 28 . . . 458*

Caesar. Eine neue Spurkranzlehre. A. . . . 218*
Carus. Tagung des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Münster. A. . 549
— Internationaler Eisenbahnverband. A. . . . 552
Corbellini. Die Vervollkommnung der Dampflokomotiven nach den besonderen Anforderungen des Betriebes der italienischen Staatsbahnen. A. . . . 177*

Dannecker. Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid. B. . . . 477
Demandt. Berichtigung der Fehler in Gleisbogen. A. 297*
Doll u. Berchtenbreiter. Beitrag zur Klärung der Ursache von Schienenbrüchen. A. . . . 325*
Driessen. Eine einfache Schienenabladevorrichtung. A. 335*

Ebert. Die optische Aufnahme von Aschenerweichungsvorgängen. A. . . . 410*
Engelhardt. Behebung von Betriebsschwierigkeiten durch Einsatz von Lokomotiven der bayerischen Bauart Gt 2×4/4. A. . . . 474

Faatz. Ist die Bettung elastisch? A. . . . 337
Fink. Werkstoffprüfung mit Hilfe des elektr. Stromes ohne Zerstörung des zu prüfenden Werkstoffes. A. . . . 329*

Geiger. Über Diesellokomotiven mit besonderer Berücksichtigung der Dieseldruckluftlokomotive. A. . . . 379*
Gläsel. Die mechanische Fahrsperre auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken. A. . . . 210*
Gräfe. Umbau starrer Drehscheiben in Gelenkdrehscheiben. A. . . . 544
Graßl. „Allgäu", das neue 1200 Personen-Doppelschrauben Dieselmotorschiff der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für den Bodensee. A. . . . 441*

Hampke. Zugtelephonie bei der Canadian National Railway. Z. . . . 76
— Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen. Z. . . . 558
Hanker. Zu den Schlingerbewegungen von Drehgestellwagen. Z. . . . 378
Heinemann. Ladestation für Sammlerbatterien der elektrischen Zugbeleuchtung. A. . . . 12*

Jahrg. 1930 Seite

Heumann. Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen. A. Hierzu Taf. 29 . . . 463* 485* 520*
Höfer. Die Beseitigung kurzer Geraden zwischen gleichwendigen Bogen. A. . . . 199*
— Geometrische Eigenschaften der Bogenweichen. A. . 453*
Honemann. Prellbock mit beweglicher Stirnwand und Prellböcke für Stirnrampen. B. . . . 460*
— Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen. A. Hierzu Taf. 32 u. 33 . . . 511*

Joosting. Elektrisch geschweißte Schienenstöße auf der Brücke über das Hollandsch Diep. A. . . . 189*

Kaempf. Über die ferngesteuerte Hemmschuhbremse. A. 195*
Klinkmüller. Eine Brückenauswechslung mit fahrbaren Kranen. A. . . . 86*
Knorr. Die elektrische Zugbeleuchtungswerkstätte im Reichsbahn-Ausbesserungswerk Neuaubing. A. Hierzu Taf. 20 . . . 366*
Koref. Der Einfluß der Zuglänge auf die Fahrzeit bei Neigungswechseln. A. Hierzu Taf. 16 . . . 317*
Kreißig. Die Pufferung der Eisenbahnfahrzeuge. A. . 361*
Kühnelt. Beladevorschriften für Güterwagen. A. . . 5

Labryn. Die neuen Schnellzuglokomotiven der niederländischen Eisenbahnen. A. Hierzu Taf. 12 . . . 147*
Lang. Ergebnisse des elektrischen Zugbetriebes auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken. A. . . . 207*
Lehner. Die 1-D-2 Schnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen. A. Hierzu Taf. 10 u. 11 . 133*
Leopold. Auswechslung der eisernen Überbauten der Schwarzbachtalbrücke in Barmen. A. . . . 51*

Maile. Das Heizwerk des Hauptbahnhofs Stuttgart. A. Hierzu Taf. 5 . . . 46*
Makarow. Leerlauf-Druckausgleichvorrichtung der russischen Dampflokomotiven. A. . . . 185*
Meckel. Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkt der Vereinheitlichung. A. Hierzu Taf. 8 u. 9 111*
Müller, Frisch und Scheib. Über die verschiedenartige Schwächung von sichtbarer und ultraroter Strahlung beim Durchgang durch Tauschichten. B. . . . 555*

Nemcsek. Zur Frage der Oberbauberechnung. A. . . 77*
Niederstraßer. Innenreinigung von Tenderwasserkästen mit Sandstrahl. A. . . . 13*
— Neuerungen bei der Lokomotivrahmen-Wiederherstellung. A. . . . 355*
Nordmann. Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage. A. . . . 225*

Pontani. Gleiswagenverstärkung. B. . . . 459*
Putze. Vorrichtungen in den Bahnbetriebs- und Bahnbetriebswagenwerken. A. . . . 352*
— Die zweite Weltkraftkonferenz. B. . . . 391

Raab u. Ammann. Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien ablaufender Eisenbahnfahrzeuge durch Netznomographie mit polarem Bezugssystem. A. Hierzu Taf. 26 u. 27 . . . 449*
Reiter. Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung. A. Hierzu Taf. 24 u. 25 . . . 398* 419*
Renevey. Die Entwicklung der Lokomotive in Frankreich im letzten Jahrzehnt. A. Hierzu Taf. 14 . . . 165*
Hierzu Berichtigung . . . 288
Rihosek. Beitrag zur Widerstandsberechnung von Dampflokomotiven. B. . . . 529*
Ruidisch u. Staufer. Die Pumpenwerkstätte des Reichsbahnausbesserungswerkes München-Freimann. A. . . 57*

Jahrg. 1930 Seite

Schachenmeier. Die Beurteilung von Betrieb und Verkehr in Personenbahnhöfen auf Grund der Weichenbelastung. A. Hierzu Taf. 22 u. 23 . . . . . 405*

Schmitt. Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten. A. Hierzu Taf. 1 bis 4 . . . . . 21* 39*

Schneider. Die Beanspruchung der Rohrwalzverbindungen eines Heizrohrkessels. A. . . . . 307*

Schultheiß. Das Eisenbahnwesen auf der Internationalen Ausstellung in Barcelona. A. . . . . 8*

— Die Eisenbahnen auf den Internationalen Ausstellungen in Lüttich und Antwerpen. A. . . . . 545

Schwaighofer. Die Mechanisierung des Postbetriebes im Verkehr mit der Eisenbahn. A. . . . . 384*

Spangenberger. Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreßvereinigung in Madrid. A. . . . . 554

Sparr. Schnelle Massenermittlung aus dem Längsprofil. A. 31*

Jahrg. 1930 Seite

Staufer u. Ruidisch. Die Pumpenwerkstätte des Reichsbahn-Ausbesserungswerkes München-Freimann. A. . . 57*

Stübel. Prüfung und Bewertung von Gleisbettungsstoffen. A. . . . . 432*

Uebelacker. Über die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen. A. . . . . 271*
Hierzu Berichtigung . . . . . 342

Wagner u. Witte. Die konstruktive Durchbildung der Reichsbahnlokomotiven. A. Hierzu Taf. 6 u. 7 . . 94*

Wattmann. Reibungskräfte im Langschienengleis . A. . 192*

Wernekke. Die Benguela Eisenbahn. A. . . . . 32

Zuleger. Die Behelfseinrichtungen der Österreichischen Bundesbahnen bei Außerbetriebsetzung von Sicherungsanlagen. A. . . . . 332*

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** **1. Januar 1930** **Heft 1**


## Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau.


Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Karl Backofen,** Stettin, Mitglied der Deutschen Forschungsgesellschaft für Bodenmechanik.


Im Anschluß an meinen im Organ 1928, Heft 21 veröffentlichten Aufsatz über obiges Thema ist nunmehr folgendes mitzuteilen: Die ausländische Forschung hat sich ebenfalls mit der Frage des gefrorenen Bodens befaßt. Bevor ich auf meine eigenen Beobachtungen eingehe, möchte ich einen kurzen Überblick über die Ansichten, Versuche und Beobachtungen der Amerikaner, Russen und Nordländer geben.

Gilkey[1]) beobachtete, daß sich bei dem außergewöhnlich strengen Winter 1916/17 einige Betonpfeiler in einer Stadt des mittleren Westens von etwa 16 t Gewicht um rund 7,6 cm gehoben und später wieder auf ihre ursprüngliche Höhe gesetzt hätten. Sie standen auf festem blauen Ton und der Bodendruck der Pfeiler betrug 0,24 bis 0,8 kg/cm². Die Sohle lag 1,07 bis 1,28 m unter Gelände. Man fragt sich, ob der Frost bis unter die Pfeiler eindringt und sie unmittelbar hochheben kann. Offenbar ist diese Erklärung nicht ausreichend. Erfahrungsgemäß hätte es unter den Pfeilern höchstens 15 bis 30 cm gefrieren können. Da nun Wasser sich beim Frieren um $^1/_{10}$ des Volumens ausdehnt, könnte der wassergesättigte Boden um

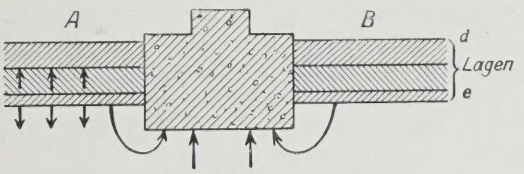



Abb. 1.

höchstens 3 cm hochgehoben worden sein. Der Vorgang ist vielmehr so zu erklären: Der Pfeiler wirkt als Kolben einer hydraulischen Presse (s. Abb. 1). Das Wasser oder der halbflüssige Schlamm ist die Druckflüssigkeit. Der Druck selbst geht von den oberen, gefrorenen Schichten aus. Der Boden gefriert bis zur Tiefe d, so daß die gefrorene Schicht steif und unnachgiebig wird. Nun möge der Frost um ein weiteres Stück e eindringen. Diese Schicht dehnt sich beim Gefrieren aus. Sie übt einen Druck sowohl nach oben, wie nach unten aus. Die gefrorene Masse d ist unnachgiebig, und wenn das Gewicht des Pfeilers geringer ist, als die Kraft, die erforderlich ist, die steife Schicht d zu zerbrechen, so wird das Wasser oder der halbflüssige Ton ihn nach oben zwingen, wie einen Kolben. Ein derartiger Vorgang würde jeden Hebungsbetrag erklären. Beweiskräftig ist insbesondere ein anderes Beispiel: ein Pfeiler, der mit seiner Sohle bis 1,68 m unter Gelände ging, wohin kein Frost gelangen kann, wurde doch gehoben! Ganz offenbar ist hier nur obige Erklärung denkbar.

Stephan Taber[2]) vertritt eine andere Meinung über diese Erscheinungen. Wenn eine hydraulische Wirkung ausgeübt würde, dürfte man erwarten, daß die gefrorene Erdkruste eher aufbräche, als der im Verhältnis zum Boden sehr schwere Betonpfeiler gehoben würde. Überdies hätten sich erhebliche Setzungen der Pfeiler zeigen müssen, wenn der Ton in einem derartig halbflüssigen Zustand gewesen wäre, daß er den Druck in der beschriebenen Weise hätte fortleiten können. — Um die Ursachen der Hebungen zu erforschen, stellte Taber in kalten Nächten eiserne Gewichte auf nassen Ton und nassen Sand. Die Gewichte auf dem Ton wurden hochgehoben, jene auf dem Sand nicht. Beim Ton setzte sich Eis unter die Gewichte. Obgleich die Zwischenräume der Sandkörner gefroren waren, setzte sich darüber keine Eisschicht ab. — Taber sieht ähnliche Vorgänge in der Natur. In kalten Nächten bilden sich auf nacktem Ton oft kleine Eissäulen oder Nadeln, die Sandkörner, Gerölle oder bisweilen auch grössere Gegenstände tragen. Die Erklärung hierfür: Die Poren im Sande sind viel viel größer als jene im Ton. Wasser in Sand gefriert schneller als in Ton. Bei engen Kapillaren bleibt Wasser auch bei tiefen Temperaturen in flüssigem Zustand. Bei den Versuchen kühlten sich die Gewichte sehr rasch ab, so daß die an ihren unteren Flächen haftende Wasserhaut erstarrte und das Eis sich zu bilden begann. Ruhten die Gewichte auf nassem Sand, so setzte sich

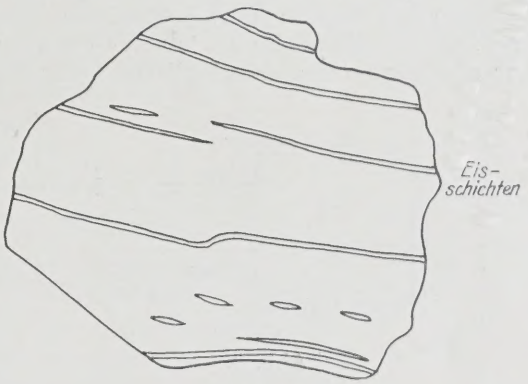



Abb. 2.

die Eisbildung allmählich nach unten fort. Ruhten indessen die Gewichte auf nassem Ton, so wurde das Wasser allmählich aus den Poren herausgepreßt und langsam der Oberfläche zugeführt, wo es zu einer immer dicker werdenden Eisschicht erstarrte und die Gewichte hochhob. Die Tonunterlage hebt demnach die Gewichte, eine Sandunterlage nicht. Die Hebung der Gewichte ist nicht auf eine Volumenvermehrung zurückzuführen, sondern auf das Wachstum der Eiskristalle. Die Hauptsache ist, daß genügend Wasser zur Verfügung steht und die Temperatur tief genug für die Eisbildung ist. Bei größeren Gewichten ist auch eine tiefere Temperatur erforderlich.

Lewis B. Wyckoff[3]) hat die Hebung ganzer Gebäude erlebt im nördlichen Staat New York, wo das Thermometer wochenlang unter Null steht und der Frost bis 1,22 m tief in die Erde eindringt. Eine Ziegelmauer mit einer Bodenpressung von 0,98 kg/cm² wurde um 19,6 mm, verschiedene Fundamente von Säulen und Dachbindern um 13 bis 72 mm gehoben. Eine Untersuchung des Bodens ergab lagenweise Eisstreifen im Tonboden (Abb. 2). Der dargestellte Brocken ist etwa 15,7 cm hoch und weist eine Gesamtstärke des Eises von 9,8 bis 13,1 mm auf. Taber führt die Erscheinung auf die Absonderung vom Wasser aus dem Ton zurück. Dieser Vorgang spielt sich aber nicht nur an der Oberfläche, sondern in jeder beliebigen Tiefe, in der Wärme soweit entzogen ist, daß sich das Wasser vom Ton trennen kann, um Kristalle zu bilden. Ein einmal gebildeter Kristall will andere Atome des gleichen Materials an sich ziehen. Im gefrorenen Boden findet man eine schichtenweise Lagerung mit wechselnder, von der Frosttiefe und der Bodenfeuchtigkeit abhängender Stärke der Eis- und Tonschichten.

C. D. Norton[4]) berichtet folgendes:

In allen Teilen von Kanada ist es notwendig, Vorsorge gegen die Wirkung des Frostes zu treffen, gleichgültig, ob der Boden aus Sand, Lehm oder Ton besteht, aber besonders bei jenem Boden in den Städten Sudburg und Copper Chiff, der im Sommer die Natur eines milden Schiefers hat, dabei aber so dicht ist, daß es nicht möglich ist, einen Pfahl hineinzurammen. Er ist in Lagen von 3,3 bis 26 mm geschichtet. Zwischen den Schichten befinden sich Wasserfilme, die im Winter frieren und den Boden hochheben.

In Nord-Ontario friert der Boden bis 1,22 m Tiefe. Die größte Frostwirkung tritt Ende Februar ein. Dann heben sich Telegraphenstangen, Häuser, Keller, Veranden und Eisenbahngleise, letztere auf viele Meilen. Der Boden zwischen den Schwellen hebt sich zuerst, dann die Schwellen.

Diese Erscheinungen zeigen, daß sich das ganze Innere des Bodens ausdehnt und nicht nur Eis auf der Oberfläche wächst.

Mc. Creddy[5]) stellte in Montreal fest, daß sich ein nach oben verjüngender, länglicher, 1,62 m tief in die Erde gehender Betonpfeiler, um 44,4 mm gehoben hatte. Der Boden bestand aus „zähem, klebrigen, grauen Ton (gumbo)", der von Wasser gesättigt war. Das Wasser hatte keinen Abfluß. Bis 1,25 m Tiefe war der Boden fest gefroren; darunter konnte man den nassen klebrigen Ton mit der Hand herausholen. Unter dem Fundament fand sich ein hohler Raum von 44 mm Höhe. Der Pfeiler war also von seinem ursprünglichen Lager abgehoben worden.

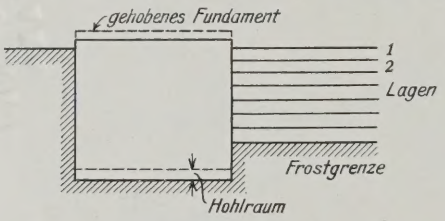



Abb. 3.

Creddy hat hierfür folgende Erklärung: Man stelle sich vor, daß der Boden für die Beweisführung eine Lagenstruktur nach Abb. 3 besitze. Zuerst friert die Lage 1 in sich und an den Fundamenten fest. Bei weiterem Frost friert die Lage 2, hebt die Lage 1 an und löst sie von dem Fundament usw. bis unten. Bei Tauwetter tritt Wasser in die Spalte zwischen Fundament und gefrorenem Boden. Bei Frost friert der inzwischen aufgetaute Boden abermals. Sobald eine Schicht gefroren ist, hebt die am Beton festsitzende Eisschicht und der damit zusammenhängende gefrorene Boden den Pfeiler hoch, da das Haftvermögen größer ist als das Gewicht des Betons. Diese Hebung wird immer größer, je tiefer das Erdreich friert.

Gustav Dahlberg, Stockholm[6]), teilt mit, daß in den nördlichen Gegenden Schwedens, wo der Frost 1 bis 2 m in den Boden dringt, fast alle Häuserfundamente durch Kohlenasche, Torf oder ähnlichem mit gutem Wärmehaltungsvermögen isoliert werden. Geschieht dies nicht, so friert der wasserhaltige Boden am Beton fest und hebt die Bauwerke hoch.

Von Pöpke[7]) wissen wir, daß er Frosthügel bei Eisenbahnen nur auf die bündigen Böden mit einer Korngrenze von 0,0006 mm begrenzt wissen will. Bei Lehm träten überhaupt keine größeren Frosttiefen auf.

Nach L. N. Ljubimor[8]) rechnet man in Rußland mit Ausnahme von Sibirien und dem Kaukasus mit Frosttiefen zwischen 64 und 214 cm, in ausnahmsweise schweren Wintern 257 bis 321 cm. Die Frosthügel bei Eisenbahnen werden begünstigt durch wasserdurchlässigen auf wasserundurchlässigem Boden. In den Jahren 1923 bis 1925 waren 5500 bis 6000 Bahnkilometer, das sind 7,5% der Gesamtlänge, von Frostbeulen heimgesucht. Sie dauern von Mitte November bis Februar, ja auch bis Mitte Juni. Die Frosthügel verschwinden meist allmählich, zuweilen auch ganz plötzlich. In vielen Fällen geht der Frost aus der Bettung, ohne daß die Hügel gleich verschwinden. In der Überdeckung mit einem wasserdurchlässigen Stoffe, wie Pferdedung, findet man ein Mittel, um die Frostbeulen abzumindern. Zur Verstärkung des Brandes steckt man Strohbündel in den Dung. Auf diese Weise hat man schon Frostbeulen von 13 cm Höhe beseitigt.

Nach Byggnadsvärlden, Nr. 48, Stockholm 1925 (mitgeteilt von Dr. S. im Zentralblatt der Bauverwaltung 1926, S. 147) wirken, abgesehen von den klimatischen Verhältnissen bei der Frostbildung im Boden folgende Faktoren mit: 1. Die Wärmeleitungszahl $\lambda$. 2. Die spezifische Wärme c. 3. Das Raumgewicht $\gamma$ bei verschiedenen Erdarbeiten von ungleicher Dichtigkeit und Feuchtigkeitsgehalt. 4. Die natürliche Lagerung auf freiem Feld oder in belebten Straßen, wo der Boden stärker zusammengepreßt wird. $\lambda$, c, $\gamma$ ändern sich bei verschiedenen Dichtigkeitsgraden. Die Wärmestrahlung benachbarter Gebäude wirkt auch auf die Frosttiefe ein. Das Problem ist äußerst verwickelt und läßt sich theoretisch nicht lösen. Man kann sagen: Der Frost dringt um so schneller ein, je größer das Raumgewicht ist. Man kann die Frosttiefe vermindern, indem man Isolierstoffe mit niedriger Wärmeleitungszahl und hoher Wärmekapazität verwendet.

Mit Ausnahme von Taber und Pöpke sind obige Schriftsteller darin einig, daß Hebungen im gefrorenen Erdreich bei Ton wie Sand eintreten.

Verfasser beobachtete und untersuchte in dem strengen Winter 1928/29 Froststellen im Bezirk der Reichsbahndirektion Stettin und bekam einige Proben aus Holstein, die er den Untersuchungen einreihte (s. Zusammenstellung).

Die Böden wurden bezeichnet nach dem „Merkblatt für die einheitliche Darstellung der Schichtenverzeichnisse", herausgegeben vom Deutschen Baugrundausschuß, bearbeitet vom Verfasser, Dr. Dienemann und Hutschenreuther[10]).

Zur Tafel I ist noch zu bemerken:

Die Untersuchungen wurden angestellt acht Tage nach Eintritt des Tauwetters. Die Kälteperiode für Stettin wird durch Abb. 7 dargestellt.

Zu lfde. Nr. 1. Die 8 cm hohe Frostbeule trat am 17. Februar auf, nachdem es also schon über zwei Monate gefroren hatte. Selbst die Bettung — stark verschmutzter Steinschlag — war gefroren. Darunter befand sich eine 5 cm starke Wasserschicht in Höhe des Bahngrabens. Unter dieser war der Boden noch 1,19 m gefroren. Der 8,5 m tiefe Einschnitt ist als sehr feucht und quellig zu bezeichnen.

Zu lfde. Nr. 2 und 3. Die Frostgrenze schneidet genau ab beim Übergang der Schichtung vom Sand zum Ton. Die linke Schiene an derselben Kilometerstation mit demselben Untergrund zeigt keine Frostbeule. 70 m von hier entfernt, lfde. Nr. 4, geht der Frost 77 cm in den Boden $\overline{h}S_2w_2$.

Zu lfde. Nr. 5. km 21,88, also 8 m von lfde. Nr. 4 entfernt, ist der Boden erst von 86 cm an gefroren und zeigt keine Frostbeule. Warum er hier bis 86 cm nicht gefroren ist, ist nicht erklärlich.

Zu lfde. Nr. 6 und 7. Das sind zwei Stellen in einem Gleis, 6 m voneinander entfernt, von denen 6 eine Frostbeule, 7 keine Frostbeule hat. Die Bodenarten sind grundverschieden: gelber Lehm und Mittelsand. Der erste war gefroren, der zweite nicht. Da der Boden 8 Tage nach Eintritt des Tauwetters untersucht wurde, könnte man annehmen, daß der reine Mittelsand in dieser Zeit auftauen konnte, was im dichteren Lehm nicht möglich war.

Zu lfde. Nr. 8 und 9. Im Grundwasser liegender Feinsand gefriert zu einer felsharten Masse und treibt dennoch keine Frostbeule. Vielleicht wirkte hier der Druck mehr auf eine untere preßbare Schicht ein.

## Zusammenstellung.

| Lfd. Nr. | 1 Ort | 2 Probe Nr. | 3 Gefroren / Nicht gefroren | 4 Bodenbezeichnung | 5 Formel | 6 Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Berlin—Stettin, km 131,8 | 1 | Gefroren bis 1,74 m | Stark verschmutzter, 20jähriger, gefrorener Steinschlag. Gelber, stark feinsandiger, mit Wasser gesättigter Lehm | $\bar{s}_2$ Lw$_3$ | S.O. 50 cm gefroren; 5 cm Wasserschicht; 119 cm gefroren; Frostbeule 8 cm |
| 2 | Stettin—Ziegenort, km 21,813 rechte Schiene | 2 | Gefroren bis 65 cm | Gelblicher, feingrießiger, nasser Mittelsand | S$_3$ w$_2$ | S.O. Frostbeule 5 cm (lfd. Nr. 3); 65 gefroren, Probe 2; 25 nicht gefroren; Probe 3, keine Frostbeule (lfd. Nr. 3) |
| 3 | Desgl. linke Schiene | 3 | Nicht gefroren | Blauer, fetter, feuchter Ton mit säuerlichem Geschmack | T w$_1$ | |
| 4 | Desgl. km 21,886 | 4 | Gefroren bis 77 cm | Stark humoser, nasser, schwärzlicher Feinsand. Beim Klopfen tritt Feuchtigkeit an die Oberfläche | $\bar{h}$ S$_2$ w$_2$ | S.O. 77 gefroren, Probe 4 Frostbeule; 26 nicht gefroren |
| 5 | Desgl. km 21,88 | 5 | Nicht gefroren bis 86 cm, sodann aber | Braungrauer, nasser Feinsand. Sonst wie vor. | S$_2$ w$_2$ | S.O. 86 nicht gefr. Probe 5; gefroren. Keine Frostbeule |
| 6 | Tantow—Gartz, km 4,160 | 6 | Gefroren bis 1,10 m | Schwach feinsandiger, gelber Lehm | L $\check{s}_1$ | Probe 6, Frostbeule |
| 7 | Desgl. km 4,166 | 7 | Nicht gefroren bis 95 cm, sodann aber | Reiner Mittelsand 0,2 mm ⌀ und etwas Grobkies | S$_3$ $\check{g}_3$ w$_1$ | Probe 7, keine Frostbeule |
| 8 | Desgl. km 3,763 | 8 aus 75 cm Tiefe | Gefroren bis 1,03 m | Gleichförmiger, gelbbrauner, schwach lehmiger Mittelsand | $\check{l}$ S$_3$ w$_1$ | Bettung bis 45 cm unter S.O. gelber Mittelsand; Probe 8, Frostbeule; 2 m |
| 9 | Desgl. km 3,769 | 9 | Frost bis 84 cm unter S.O. | Boden derselbe, jedoch fest wie Fels: im Grundwasser liegend — w$_4$ | S$_2$ $\check{t}$ w$_4$ | Probe 9, keine Frostbeule |
| 10 | Berlin—Stettin, km 123,120 | 10 | Gefroren bis 95 cm | Schwimmsand | S$_2$ w$_4$ | S.O. Frostbeule gefroren, Probe 10; nicht gefroren Probe 11 |
| 11 | Desgl. | 11 | Nicht gefroren | Blaugrauer fetter Ton | T w$_3$ | |
| 12 | Desgl. km 123,0 | — | 95 cm gefroren | Boden wie bei 10. Bei 1,10 m offenes Wasser | — | Frostbeule |
| 13 | Desgl. km 73,2 | 12 | Von 45 cm ab S.O. | Gänzlich verschmutzter Altkies; liegt seit 1897 | — | |
| | | | | Strecke Husum—Flensburg. | | |
| 14 | 4,390 | 13 | — | Stark lehmhaltiger schwimmender Mittelsand | $\bar{l}$ S$_{2-3}$w$_4$ | Frostbeule 5 cm |
| 15 | 8,715 | 14 | — | Schwarzer Feinsand | S$_2$ w$_2$ | Frostbeule 4 cm |
| 16 | 12,140 | 15 | — | Gelber Feinsand | S$_2$ w$_4$ | Frostbeule 5 cm |
| 17 | 15,710 | 16 | — | Sehr feiner gelber Sand | S$_1$ w$_1$ | Frostbeule 8 cm |
| 18 | 16,210 | 17 | — | Braunschwarzer Mittelsand | S$_3$ w$_4$ | Frostbeule 6 cm |
| 19 | 20,735 | 18 | — | Gelbbrauner, etwas sandiger, stark toniger Lehm | $\check{s}$ L t w$_2$ | Frostbeule 6 cm |
| 20 | 8,715 wie zu 15) aber 20 cm unter Planum | 19 | — | Gelber sehr feiner Sand | S$_1$ w$_1$ | |
| | | | | Strecke Flensburg—Pattberg. | | |
| 21 | 1,78 | 20 | — | Grauer feiner Sand | S$_2$ | |
| 22 | Flensburger Weiche | 21 | — | Gelber Lehm | L w$_2$ | |
| | | | | Strecke Jübeck—Schleswig. | | |
| 23 | 134,6—136,3 | 22 | — | Weißer Mittelsand | S$_3$ w$_4$ | |
| 24 | 134,6—136,3 | 23 | — | Gelber Lehm mit S$_1$ und S$_2$ | S$_{1-2}$ w$_2$ | |

Zu lfde. Nr. 11. Wie bei 3 ist nur der Sand gefroren, nicht der Ton.

Zu lfde. Nr. 13. Auch verschmutzte gefrorene Bettung, wie Altkies, kann das Gleis heben.

Die laufenden Nummern 14 bis 24 beziehen sich auf sehr feinen bis mittleren Sand und Lehm. Eine Gesetzmäßigkeit ist hier nicht zu erkennen. Zu lfde. Nr. 23 und 24 wird nach einem Schreiben des Reichsbahn-Bauinspektors Nottelmann-Jübek bemerkt: Frostbeulen traten erst in dem Winter 1928/29 zu Hunderten auf, in einer Schienenlänge mitunter drei bis vier. Der Boden besteht aus weißem Sand, gelbem Lehm und blauem Ton. Das Grundwasser liegt 40 bis 60 cm unter S. O. Ob die verschmutzte Bettung gefroren war, ließ sich nicht feststellen. Die Frostbeulen traten am 16. Februar 1929 ein, als der Frost den Untergrund ergriffen hatte. Er ging bis 65 cm tief. Die Frostbeulen gingen bei Tauwetter teils langsam, teils recht

Abb. 4.

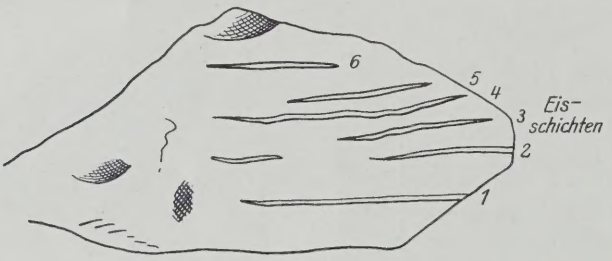



Abb. 5.

schnell zurück. Es hatte den Anschein, als ob die Stellen, wo früher Frostbeulen aufgetreten waren, nach ihrem Zusammenbrechen tiefer lagen als die übrigen Gleisteile.

Beim Bahnhof Pommerensdorf-Stettin untersuchte ich die in Abb. 4 dargestellte Frostbeule. Im Untergrund fand ich gefrorenen Ton, der schichtenweise unregelmäßig mit Eis durchlagert war, Abb. 5. Die einzelnen Schichten waren etwa $^3/_4$ mm stark. Hier fand ich Wyckhoffs Angaben bestätigt. Eiskristalle frierenden Tones vergesellschaften sich zu größeren Siedlungen und pressen den Boden auseinander. Solche Schichten bilden sich nur unter dem Einfluß eines größeren Druckes, wie hier der schweren Lokomotiven und Güterwagen. Längs dem Gleis bildet sich ein tragender Balken, der sich beim Eintritt von Tauwetter scharf vom übrigen Planum abhebt, wie es die Abb. 6 zeigt. Der Riss vorn ist deutlich sichtbar. Das Planum selbst liegt höher als der Boden davor. Es wird nach Auftauen zur früheren Höhe herabsinken.

Die Untersuchungen im Jahre 1928/29 haben gezeigt, daß sich alle Bodenarten an den Frostbeulen beteiligen, Ton also einbegriffen. Der Sand hatte eine Korngröße bis 0,6 mm. Über gröbere Sande lagen keine Erfahrungen vor. Daß jedoch auch gröbere Körner mit Wasser zusammenfrieren und Frostbeulen bilden, zeigt lfde. Nr. 13 (Altkies, verschmutzter).

Die Theorie Pöpkes[7]), daß das Schwitzwasser für die Bildung von Frosthügeln maßgebend sei, muß nach des Verfassers Beobachtungen dahin erweitert werden, daß die Bodenfeuchtigkeit schlechthin — ob Schwitz-, Oberflächen- oder Kapillarwasser, ist gleichbedeutend — das Gefrieren herbeiführt. Nicht zutreffend ist aber die Behauptung, daß die

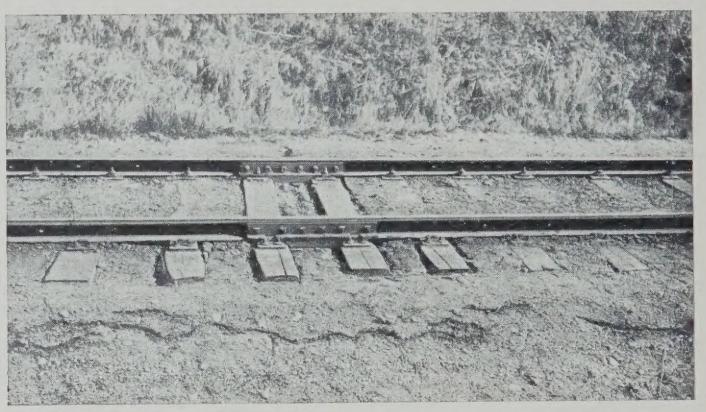


Abb. 6.

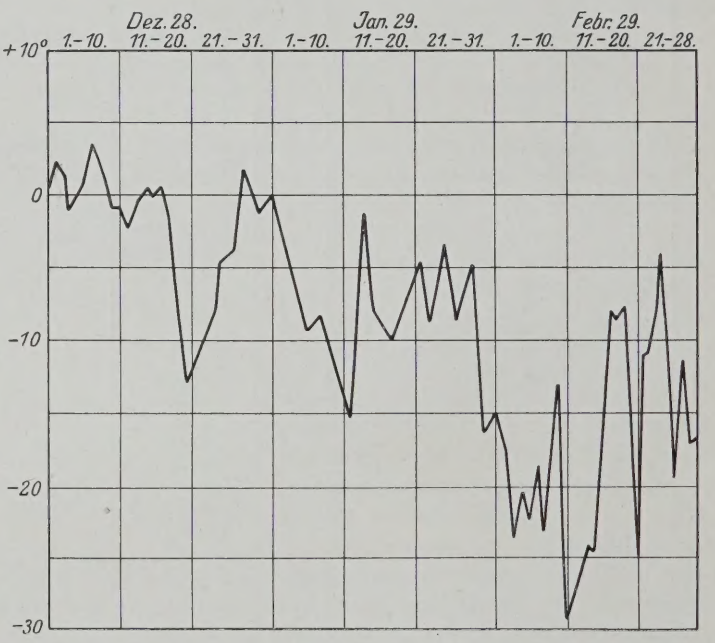



Abb. 7. Temperaturbewegung der Minima in Stettin vom Dezember 1928 bis Februar 1929.

Frosthügel um so kleiner seien, je kleiner das Korn des Bodens. Wir glauben im Gegenteil zu sehen, daß reiner Ton in äußerst eindringlicher Weise Frostbeulen bildet. Auch die Pöpkesche Auffassung, daß Lehm keine größeren Frosttiefen aufweise, wird durch die Beobachtungen widerlegt.

Gegen Frostbeulen hat man nicht ohne Erfolg in Schweden isolierende Zwischenschichten verwandt; die in Deutschland eingebrachten Makadamisolierschichten haben den Zweck, aufquellende Bodenarten abzuhalten. Ob sie auch gegen Frostbeulen gewirkt haben, ist nicht bekannt. — An der Ostküste Schwedens gewinnt man ein Seegras „Arki", das außerordentlich wenig wärmeleitend ist. Zu einer Masse von 1 cm gepreßt, hat es dieselben Wärmeeigenschaften wie eine 44 cm starke Ziegelmauer oder eine Holzwand von 9,5 cm. Es liegt nahe, das Arki als Zwischenschicht unter der Bettung zu verwenden,

um das Eindringen von Frost in die feuchten Bodenschichten zu verhindern.

Um nun weitere Gesetzmäßigkeiten zu finden, werden die Beobachtungen im kommenden Winter fortgesetzt.

Literaturverzeichnis.

[1]) H. J. Gilkey. Freezing ground acts like hydraulic jack. Eng. News. Rec. 23. 8. 1917, S. 360/361. — [2]) St. Taber, Ice forming in clay soils will lift surface weights. Eng. News. Rec. 7. 2. 1918, S. 262/263. — [3]) Wyckoff, Some observations on effects of frost in raising weights. Eng. News Rec. 28. 3. 1918, S. 627/628. — [4]) Norton, Water Expansion in ground cause of heaving in winter. Eng. News. Rec. 30. 5. 1918. S. 1058. — [5]) Mc. Creddy, Action of frost in heaving concrete piers. Eng. News. Rec. 30. 8. 1923. S. 360. — [6]) Dahlberg. Action of frost on foundations. Eng. News. Rec. 8. 11. 1923, S. 776. — [7]) Pöpke, Tekn. Tidskrift, Vägoch Vatten 1927, Heft 2 (mitgeteilt im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" 1928, Heft 5). — [8]) L. N. Ljubimor und N. W. Charlamor, Frosthügel, ihre Bekämpfung und Beseitigung auf russischen Bahnen (mitgeteilt im „Organ" 1929, Heft 13). — [9]) K. Backofen, Frosthügel und Schlagstellen im Eisenbahnbau, „Organ" 1928, Heft 21. — [10]) K. Backofen, Einheitliche Darstellung des Schichtenverzeichnisses, Bautechnik und Geologie, Wien, Prof. Stiny, 1929, Heft 1. — [11]) H. Gorka, Neue Experimentaluntersuchungen über die Frostwirkung auf den Erdboden. Kolloidchem. Beih. Bd. 25, Heft 5/8, S. 127, 1927. — Diese Untersuchungen wurden im Laboratorium vorgenommen, um „die Frostwirkung auf das Verhalten einzelner Tone hinsichtlich ihrer Viskosität, Sedimentation und Kataphorese zu prüfen". Besondere Anhalte für Frostbeulen im Eisenbahngleis wurden nicht gefunden.

In der Beschaffung und Übersetzung der Literatur 1 bis 6 hat die deutsche Forschungsgesellschaft für Bodenmechanik an der Technischen Hochschule wesentliche, dankenswerte Dienste geleistet.

# Beladevorschriften für Güterwagen.

Von Hofrat Ing. **Ernst Kühnelt,** Abteilungsvorstand der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen.

Die Beladevorschriften für Güterwagen bilden seit langer Zeit eine Anlage des „Übereinkommen für die gegenseitige Benutzung der Güterwagen im Bereiche des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen (V. W. Ü.)" und seit Bestehen des internationalen Güterwagen-Verbandes und des von diesem aufgestellten „Übereinkommen für die gegenseitige Benutzung von Güterwagen im internationalen Verkehr (R. I. V.)" auch eine Anlage dieses Übereinkommens.

Anläßlich der in diesem Jahre durchgeführten Neubearbeitung des „Übereinkommen für die gegenseitige Benutzung der Güterwagen im Bereiche des V. D. E. V. (V. W. Ü.)" und des „Übereinkommen für die gegenseitige Benutzung von Güterwagen im internationalen Verkehr (R. I. V.)" wurden auch die Anlagen II, die Beladevorschriften, einer Neubearbeitung unterzogen.

Auf Antrag der Reichsbahndirektion München an den V. D. E. V. sollten die für den Verkehr und Betrieb der Eisenbahnen sehr wichtigen Bestimmungen der Beladevorschriften (Anlage II des V. W. Ü. Ausgabe 1925) einer Nachprüfung unterzogen werden, da seit 1912 eine grundsätzliche Nachprüfung nicht mehr vorgenommen wurde. Die in den Jahren 1921 und 1924 eingetretenen Änderungen waren im wesentlichen bedingt durch die Berücksichtigung einzelner tatsächlich vorgekommener Fälle und die dadurch nötig gewordenen Ergänzungen oder Abänderungen.

Anläßlich der Neubearbeitung des Vereinswagenübereinkommens sollten die Beladevorschriften jedoch dahin geprüft werden, ob sie durch neue Verladearten zu ergänzen sind, ob bei den bestehenden Vereinsbestimmungen Erleichterungen möglich und vertretbar sind, ohne die Betriebssicherheit zu gefährden, insbesonders im Hinblick auf den inzwischen eingetretenen Wettbewerb anderer Verkehrsmittel, ferner ob Aufbau und Darstellung der Beladevorschriften in einer das Verständnis der Dienststellen und die Handhabung durch das Personal erleichternden Weise gefaßt werden können.

Der V. D. E. V. hat die Reichsbahndirektion München und die Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen mit der Aufgabe betraut, unter Berücksichtigung der vorliegenden Anträge der Vereinsverwaltungen einen Vorentwurf aufzustellen, der sodann die Grundlage für die weitere Behandlung in den zuständigen Ausschüssen des V. D. E. V. bilden sollte.

Nunmehr ist diese Arbeit beendet, die neuen Beladevorschriften sind fertiggestellt und bedürfen für den Vereinsverkehr nur mehr der Genehmigung durch die Vereinsversammlung des V. D. E. V.

Auch im R. I. V.-Verband wurde beschlossen, die Anlage II (Beladevorschriften) gleichzeitig mit dem R. I. V. einer Neubearbeitung zu unterziehen. Der R. I. V.-Verband hat diese Arbeiten ebenfalls beendet und von der Generalversammlung des R. I. V.-Verbandes bereits genehmigt erhalten.

Die neuen Beladevorschriften, welche nur für offene Wagen Geltung haben, unterscheiden sich von den bisherigen sowohl dem Aufbau als auch dem Inhalt nach ganz wesentlich. Sie sind für die beiden Eisenbahn-Verbände fast ganz gleichlautend und weichen nur in wenigen Punkten, und da zumeist nur in formeller Art, voneinander ab.

Die neuen Beladevorschriften tragen selbstverständlich der Betriebssicherheit der Eisenbahnen und der Stabilität der Ladung volle Rechnung, bringen jedoch gleichzeitig wesentliche Erleichterungen für die Verfrachter und sind dadurch geeignet, den Eisenbahnen den Wettbewerb mit anderen Verkehrsmitteln zu erleichtern. Auch wurden sie in vielen Richtungen erweitert und bringen Vorschriften für Güter, für die bisher keine Verladearten vorgesehen waren. So wurden Vorschriften aufgestellt für die Verladung von Kabeltrommeln, Marmorplatten usw., um auch in dieser Hinsicht der Entwicklung des Verkehrs zu entsprechen.

Die neuen Beladevorschriften tragen aber auch den in den letzten Jahren mit den gegenwärtigen Beladevorschriften gemachten Erfahrungen und den Besonderheiten der zur Verfrachtung gelangenden Güter Rechnung.

Die neuen Beladevorschriften weisen, soweit sie für den internationalen Verkehr bestimmt sind, eine wesentliche Neuheit auf, welche die Vorschriften für das Außenpersonal der Eisenbahnen und für die Verfrächter übersichtlicher macht und die Handhabung erleichtert; es wurden nämlich die Bestimmungen der „T. E. im Eisenbahnwesen" über die Beladung der Güterwagen (Art. IV) in die einzelnen §§ zerlegt und diese einzeln an den hiezu am besten geeigneten Stellen der von den Eisenbahnen aufgestellten Beladevorschriften eingearbeitet. Die Bestimmungen der „T. E." sind hiebei durch besonderen Druck gekennzeichnet; das mit den Beladevorschriften arbeitende Personal findet aber alle Vorschriften, seien sie nun solche der „T. E." oder solche der Bahnverwaltungen, in logischem Aufbau aneinander gereiht und das bisher so lästige Suchen an verschiedenen Stellen entfällt nunmehr auch für den R. I. V.-Verkehr. Im Vereinsverkehr war dieser Aufbau bereits in Übung.

Der Aufbau der neuen Beladevorschriften wurde grundsätzlich geändert. Im Abschnitt A wurden allgemeine Beladevorschriften, welche für alle Arten Ladungen gelten, vorweggenommen und zusammengefaßt. Diese beziehen sich auf den betriebssicheren Zustand der Ladung, die Lagerung und die Lastverteilung, die Einschränkung der Ladung in Krümmungen, die Einstellung von Schutzwagen, die Verbindung der Rungen, die Drahtstärke für Bindedraht, der zur Befestigung oder Sicherung der Ladung verwendet wird, und auf die Verwendung und Befestigung der Decken. Die Vorschriften für die Befestigung der Decken nehmen auf Strecken mit elektrischer Oberleitung Rücksicht.

In diesen Abschnitt sind die allgemeinen Bestimmungen des Art. IV der „T. E. im Eisenbahnwesen" eingearbeitet worden.

Neu ist die Bestimmung, daß die Rungen ausnahmsweise durch passende Stahlrohre von 5 mm Mindestwanddicke verlängert werden dürfen. Diese Rohre müssen aber auf dem Wagenboden aufstehen, dürfen die Rungen nicht um mehr als um die Hälfte der Rungenhöhe übertragen und müssen wie Rungen miteinander verbunden werden. Diese Bestimmung gestattet eine bessere Ausnützung des Ladegewichtes hochtonniger offener Wagen mit niederen Rungen.

Daran schließen sich die besonderen Beladevorschriften — diese sind unterteilt nach der Verladung von Gütern auf einem Wagen (Abschnitt B) und der Verladung von Gütern auf zwei oder mehreren Wagen (Abschnitt C) —. Abschnitt D enthält Schlußbestimmungen.

Der Abschnitt B wurde unterteilt in Unterabschnitte nach der Art der Güter. Diese Unterabschnitte sind bei „Holz mit regelmäßigen" und bei „Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen (außergewöhnlich dicke Hölzer, Hölzer in Blockform und hölzerne Telegraphenstangen usw. ausgenommen) wieder unterteilt nach der Bauart der für die Verladung verwendeten Wagen.

Diese Unterteilung ist ganz neu, bedeutet aber eine große Erleichterung für die Verladenden in der Auffindung der anzuwendenden Beladevorschriften im Einzelfalle und berücksichtigt alle im Eisenbahnverkehr derzeit vorkommenden Wagenbauarten (Wagen mit Seitenwänden und mit Rungen, Wagen mit Seitenwänden und ohne Rungen, Wagen ohne Seitenwände und mit Rungen und Wagen ohne Seitenwände und ohne Rungen).

An der Spitze des Abschnittes B sind allgemeine Bestimmungen über die Verladung von Holz zusammengefaßt.

Ähnlich ist der Abschnitt C unterteilt. Er enthält allgemeine Bestimmungen über die Verladung auf zwei oder mehreren Wagen, dann Beladevorschriften für „Holz mit regelmäßigen" und für „Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen" und schließlich Bestimmungen über die Verladung von langen Gegenständen anderer Art.

Der vorstehende Aufbau der Beladevorschriften ist neu und nach Ansicht des Verfassers systematisch durchgeführt und wird zweifelsohne von den Verfrachtern und den Bediensteten der Eisenbahnen wärmstens begrüßt werden.

Der Abschnitt B ist in acht Unterabschnitte eingeteilt.

Der Unterabschnitt I enthält allgemeine Bestimmungen über die Verladung von Holz. Hier sind zunächst die Wagenbauarten angeführt, welche der Verladung von Holz im allgemeinen dienen. Es ist vorgeschrieben, bei welchen Wagenbauarten zur Ausnützung des Laderaumes Holzstützen oder Gabelstützen verwendet werden dürfen. Bei Wagen mit Seitenwänden ist die Mindesthöhe der Seitenwände für die Verwendung von Holzstützen mit 30 cm festgelegt. Die bisher zugelassene kreuzweise Aufstellung der Holzstützen wurde, da sie fast nicht zur Anwendung gekommen war und keinerlei Erleichterung für den Verfrachter bietet, fallen gelassen.

Neu ist die Bestimmung, daß bei Verladung von Holz aller Art der Laderaum in der Höhe bis zur Begrenzungslinie des auf dem Beförderungswege zugelassenen Lademaßes ausgenützt werden darf, soweit nicht besondere Vorschriften der übrigen Bestimmungen der Beladevorschriften entgegenstehen. Die Höhe der Ladung ist mit 2,7 m über dem Wagenboden dann beschränkt, wenn Wagen mit Seitenwänden unter 40 cm Höhe und ohne Rungen zur Beladung benützt werden, oder wenn Gabelstützen verwendet werden.

Es wird ferner besonders vorgeschrieben, daß die Ladungen an den Seitenwänden, den Rungen und den Holzstützen oder Gabelstützen anliegen sollen, was bisher nicht besonders zum Ausdruck gekommen ist.

In diesen allgemeinen Bestimmungen ist auch vorgesehen, daß Bretterladungen im oberen Drittel in Verband zu legen sind, daß Hölzer mit ungleich dicken Enden so zu lagern sind, daß dicke und dünne Enden an jeder Stirnseite abwechseln.

Hier ist ferner angeführt: Das Verbot des Auflegens der Ladungen auf den Stirnwänden; die Verbindung der Seitenwände, wenn die Stirnwände ausgehoben oder niedergelegt sind; die Vorschrift, daß Holzstützen auf dem Wagenboden aufstehen und an den Wagenwänden anliegen müssen (diese Bestimmung ist bisher nicht besonders festgelegt gewesen); das Verbot, daß Holzstützen und Gabelstützen nicht gegen die Wagentür gestellt werden dürfen; die Vorschrift über die Anzahl der vorgeschriebenen Rungen-, Holzstützen- oder Gabelstützenpaare und das Überragen der Ladung über die äußeren Rungen und Stützen; die Bestimmungen über den bogenförmigen Abschluß der Ladung, wenn diese die Seitenwände, Rungen oder Stützen in der Höhe überragt und schließlich die Bestimmungen über die Bindung der gegenüberstehenden Rungen und Stützen sowie der Ladung.

Diese Bestimmungen sind übersichtlich zusammengefaßt und durch entsprechende Ergänzungen viel klarer geworden.

Der Unterabschnitt II behandelt die Verladevorschriften für „Holz mit regelmäßigen Lagerflächen". Neu ist die Anführung der wichtigsten Arten von „Holz mit regelmäßigen Lagerflächen" in der Überschrift des Unterabschnittes.

Die neuen Beladevorschriften bringen in diesem Unterabschnitte genau zum Ausdruck, wie die Verladung durchzuführen ist, wenn bis zur Höhe der Seitenwände verladen wird, oder wenn die Ladung wohl die Seitenwände, nicht aber die Rungen in der Höhe überragt, oder wenn die Ladung die Rungen in der Höhe überragt. Solche Hervorhebung der einzelnen möglichen Beladeformen, auch durch besonderen Druck, bietet eine große Erleichterung für die Parteien oder Bediensteten, welche mit den Beladevorschriften arbeiten müssen.

Ferner ist eine Erleichterung vorgesehen: das Umschlingen der Ladung mit einer Kette zur Sicherung der oberen Schicht der Ladung gegen Abheben oder Verschieben fällt weg (siehe Anlage II, § 9, Ziff. 2 des V. W. Ü., Fassung 1925).

Die Verwendung von Rundholzstützen ist nach den neuen Beladevorschriften verboten. Dies war ein Gebot der Betriebssicherheit. Hier ist auch im Wortlaut der Bestimmungen ausdrücklich hervorgehoben, daß bei Verbindung der Stützen durch angenagelte Bretter oder Latten diese seitlich an den Stützen angenagelt werden müssen und nicht an das Hirnholz angenagelt sein dürfen.

Die Vorschrift, wonach die Ladung die äußeren Rungen oder Stützen um ein Mindestmaß von 20 cm überragen muß, ist auch in den Bildern deutlich zum Ausdruck gebracht. Bisher war das Mindestmaß dieses Überragens nicht zum Ausdruck gebracht gewesen und hat vielfach zu Meinungsverschiedenheiten Anlaß gegeben.

Für Bretter, Bohlen, Balken, nicht aber für andere Schnitthölzer, wurde eine neue Verladeart festgesetzt, laut welcher bei Verwendung von Wagen mit Seitenwänden und ohne Rungen über die Seitenwände hinaus ohne Verwendung von Stützen geladen werden kann, wenn die Ladung bogenförmig abgeschlossen wird und wenn Wagen und Ladung an mindestens zwei Stellen eines jeden Stoßes der Ladung mit Ketten umschlungen wird. Diese neue Verladeart gibt den Verfrachtern mehr Bewegungsfreiheit in der Verladung und ist deshalb zu begrüßen.

Die Vorschriften für die Verwendung von Gabelstützen bei Wagen ohne Wände und ohne Rungen sind übersichtlich zusammengefaßt.

Der Unterabschnitt III behandelt die Verladevorschriften für „Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen" allgemeiner Art und enthält ebenfalls in der Überschrift eine Anführung der wichtigsten Arten von Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen.

Der Unterabschnitt III ist nach den Bauarten der verwendeten Wagen unterteilt (Wagen mit Rungen und mit oder ohne Seitenwände, Wagen mit Seitenwänden und ohne Rungen unter Verwendung von Holzstützen, Wagen mit Seitenwänden und ohne Rungen unter Anwendung der Kranzbildung).

Die Bestimmungen für die Beladung der Wagen mit Rungen sind klarer gefaßt. Gleichzeitig ist eine Erleichterung dadurch geschaffen, daß die Verbindung der Wände mit Ketten, Drahtseilen oder Tauen wegfällt und daß nur für Rundhölzer mit weniger als 20 cm mittlerem Durchmesser, wenn die Ladung nicht über die Rungen hinausragt, ein Niederhalten der Ladung mit Ketten, Drahtseilen, Hanfseilen oder Draht vorgeschrieben ist.

Bei Wagen mit Seitenwänden und ohne Rungen unter Verwendung von Holzstützen ist die Höhe der Ladung über dem Wagenboden mit 2,5 m begrenzt. Bisher war die Länge der Stützen begrenzt, wobei noch ein Unterschied gemacht wurde je nach der Breite der Wagen. Hier ist also eine sehr begrüßenswerte Vereinfachung eingetreten.

Bei Verladung von Rundholz unter Anwendung der Kranzbildung ist ebenfalls die Höhe der Ladung über dem Wagenboden mit 2,5 m begrenzt worden. Abweichend von den bisherigen Vorschriften wurde hier auf besondere Sicherung der Ladung bei Wagen mit Flügeltüren in der Nähe der letzteren Wert gelegt. Die bisher zugelassene Verbindung der gegenüberstehenden Kranzhölzer durch Latten, die am Hirnholz der Kranzhölzer angenagelt sind, wurde fallen gelassen, da eine solche Verbindung zwecklos ist.

Bisher waren unter Umständen drei Kranzreihen zugelassen. Die neuen Beladevorschriften sehen höchstens zwei Kranzreihen vor. Es wurde festgestellt, daß eine Kranzverladung mit drei Stützenreihen nie angewendet wurde und auch keine Vorteile für die Verfrachter bietet. Sie wurde daher weggelassen.

Der Unterabschnitt IV behandelt die Verladung von Baumstämmen mit Durchmessern von mindestens 30 cm. Die Bestimmungen dieses Abschnittes sind unverändert geblieben. Sie wurden nur ergänzt durch eine Verladeart für Wagen mit niederen Wänden (mindestens 25 cm) und ohne Rungen. Dadurch wurde wieder die Auswahl der zur Beladung beizustellenden Wagen erleichtert und auch dem Interesse der Verfrachter gedient.

Der Unterabschnitt V behandelt die Verladung von in Blockform geschichteten Brettern und übernimmt die bisher in Geltung gestandenen Bestimmungen. Diese finden nur eine Erleichterung insofern, als das Umschlingen der Ladung oder der Ladung und des Wagenkastens mit Ketten, Drahtseil, Hanfseil oder Draht wegfallen kann, wenn die Ladung durch die Rungenketten niedergehalten wird.

Der Unterabschnitt VI enthält Ausnahmebestimmungen für die Verladung von hölzernen Telegraphenstangen, Leitungsmasten und langem dünnem Rundholz. Diese Bestimmungen weichen von den bisherigen in der Anlage II, § 22 des V. W. Ü., Ausgabe 1925, wesentlich ab und dürfen nur angewendet werden bei Wagen mit Rungen von mindestens 50 cm Höhe und ohne Wände. Diese Bestimmungen bieten eine Erleichterung in der Auswahl und Ausnützung der Wagen. Neu ist ferner, daß die Höhe der Ladung über dem Wagenboden aus Sicherheitsgründen mit 2,5 m begrenzt ist.

Mit diesen sechs Unterabschnitten sind die Beladevorschriften für Holz bei Verladung auf einem Wagen abgeschlossen und es folgen nun Beladevorschriften für andere Güter. Die Beladevorschriften für Holz sind wohl die wichtigsten, sowohl für die Eisenbahn als auch für die Verfrachter. Diese bilden auch den Kern der Anlage II des V. W. Ü.; aus ihnen, damals in einfachster Form gehalten, entstand durch Anfügung weiterer Vorschriften die Anlage II der Güterwagenübereinkommen.

Der Unterabschnitt VII befaßt sich mit der Verladung schwerer Gegenstände und ist unterteilt nach allgemeinen Bestimmungen und nach Verladevorschriften für Schienen, Eisenschienen, Träger, ferner nach Bestimmungen für Walzen, Rohre, Radsätze und Dampfkessel, für Fahrzeuge, für gefüllte Fässer, für Steinblöcke und Platten und schließlich für Kabeltrommeln.

Bisher waren nur Beladevorschriften für Dampfkessel, Eisenbauteile, Walzen, Trommeln, Radsätze, Fahrzeuge, Schienen und langes Eisen gegeben. Neu hinzugekommen sind somit Bestimmungen für gefüllte Fässer, für Steinblöcke und Steinplatten und für Kabeltrommeln. Die Aufnahme dieser Verladevorschriften, insbesondere der für Kabeltrommeln, war ein Gebot des Verkehrs, der sich den an ihn gestellten Anforderungen immer anpassen muß.

In den allgemeinen Bestimmungen ist als neu zu erwähnen, daß bei Verladung von Eisen auf Eisen Zwischenlagen aus weichem Holz entbehrlich sind, wenn die Stücke so ineinander und aufeinander liegen, daß sie sich infolge der Reibung nicht verschieben können (z. B.: Schienen, Träger, Stäbe und Betonrundeisen).

Auf die Verladung und Entladung mit Kranen wurde Rücksicht genommen. Zur Schonung der Wagen wurde eine Bestimmung aufgenommen, daß als Befestigungsmittel schwerer Gegenstände nur solche Mittel Verwendung finden dürfen, welche den Wagenboden nicht beschädigen. Neu ist ferner die Bestimmung, daß langes Eisen, wie Rund-, Flach-, U-, T-, Zores- und Kleineisen von weniger als 15 cm Höhe und Breite, ferner gebündeltes Eisen und Schienen in Paketen oder ineinander gelegt, z. B. gestürzte Schienen, ohne besondere Sicherung gegen Verschieben auf Wagen mit Rungen und ohne Stirnwände gelagert werden können.

Die Bestimmungen für die Verladung von Walzen, Rohren, Radsätzen, Dampfkesseln u. dergl. wurden ins einzelne gehend und genau gefaßt. Die Vorschriften für Walzen, Wellen, Trommeln und Rohre bringen zum Ausdruck, daß die Gegenstände in der Regel in der Längsrichtung gelagert sein müssen. Sie müssen so liegen, daß sie weder den Wagenboden berühren noch unnötig hoch über demselben liegen. Diese Ladegüter müssen auf Sätteln ruhen, die unverrückbar befestigt sind.

Die Bestimmungen für die Verladung von Fahrzeugen wurden in einem eigenen Paragraphen zusammengefaßt.

Neu sind die Vorschriften für die Verladung von gefüllten Fässern. Es ist sowohl die stehende, als auch die liegende Verladung vorgesehen. Eine Höchstgrenze für den Fassungsgehalt stehend verladener Fässer wurde nicht aufgenommen. Es soll dies dem Gebrauch der Versandbahn überlassen bleiben, weil die Verladeart sehr stark abhängt von dem Baustoff der in den einzelnen Ländern verwendeten Fässer. Liegend verladene Fässer sollen in der Regel in der Längsrichtung des Wagens (Faßboden gegen die Stirnwand gerichtet) gelagert werden. Die Bestimmungen über die Verladung von gefüllten Fässern sind ins einzelne gehend behandelt und umfassen alle vorkommenden Fälle.

Die Verladung von Steinblöcken und Steinplatten, ist in zwei Paragraphen sehr eingehend behandelt. Auch ist

hier dem Verladen und Entladen mit Kran Rechnung getragen. Die Vorschriften für Steinplatten sehen fest gebaute Holzgerüste vor. Die Steinplatten selbst sind untereinander oder gegen die Seitenwände, je nach der Lagerung, mit Holzzwischenlagen abgesteift.

Ausdrücklich hervorgehoben ist, daß das Ladegut nicht an den Türen anliegen darf und nicht in der Nähe der Türen gelagert werden soll.

Weiter Raum ist schließlich den Verladevorschriften für Kabeltrommeln gwidmet. Auch diese Bestimmungen sind neu. Für die Verladung von Kabeltrommeln ist ein System von Querschwellen, Ankern und Klötzen vorgesehen, um die Lagerung sicher und unverrückbar zu gestalten. Die Trommeln sind grundsätzlich in der Längsrichtung des Wagens zu verladen (Trommelscheiben gegen die Wagenstirnwände gerichtet). Aber auch für die in Ausnahmefällen unvermeidbare Querlagerung der Kabeltrommeln wurde vorgesorgt. Auch für diese Verladung sind genaue Richtlinien gegeben.

Die Aufnahme von Verladevorschriften für Kabeltrommeln ist ein Gebot der Notwendigkeit gewesen. Sie bringt sowohl den Eisenbahnen als auch den Verfrachtern zweifellos Erleichterungen, auch weil bei Versendung auf fremde Bahnen die Gefahr der Zurückweisung im Übergangsbahnhof geringer geworden ist.

Der Unterabschnitt VIII behandelt die Verladung leichter Gegenstände. Hiezu gehören leere Fässer, Kisten, Heu, Stroh, Tabak, Baumwolle, Baumrinde u. dergl. Auch diese Bestimmungen sind neu aufgenommen.

Bei Verladung von Heu, Stroh, Tabak, Baumwolle usw. ist das Ladegut, ob nun lose, gepreßt oder in Ballen, durch Niederbinden zu sichern. Dieses Niederbinden kann sowohl in Form des Andreaskreuzes erfolgen, als auch so, daß mindestens ein Seil in der Längsrichtung und mindestens zwei Seile in der Querrichtung gespannt werden. Ist das Ladegut lose, so ist auch die Verwendung eines Heubaumes noch zulässig. Auch hier ist dem Verfrachter möglichste Freiheit gelassen worden. Das Verbot der Verwendung von Draht zum Niederbinden der Ladung nimmt auf die Verhältnisse der elektrischen Zugförderung mit Oberleitung Rücksicht.

Der Abschnitt C behandelt die Verladung auf zwei oder mehreren Wagen. Die an die Spitze gestellten allgemeinen Bestimmungen enthalten auch die Bestimmungen des Art. IV der „Technischen Einheit im Eisenbahnwesen". Die allgemeinen Bestimmungen (Abschnitt I) enthalten Vorschriften für die Bauart und Kupplung der Wagen, für die Bauart der Drehschemel, für die Auflage der Ladung, für die Einschränkung der Ladung und für Schutz- und Zwischenwagen.

Die neuen Bestimmungen sehen durch die Fassung: „zur Verladung längerer Gegenstände, die auf einem Wagen nicht gelagert werden können, müssen im allgemeinen zwei mit Drehschemel versehene Wagen verwendet werden" die Möglichkeit vor, in der Zukunft auch Verladevorschriften einzuarbeiten, welche die Verladung langer Gegenstände auf zwei oder mehreren Wagen ohne Drehschemel zulassen.

Neu ist die Bestimmung, daß Gegenstände mit ungleich dicken und schweren Enden so zu lagern sind, daß an den äußeren Stirnseiten dicke und dünne, oder schwere und leichte Enden abwechseln. Hiedurch soll eine möglichst gleichmäßige Belastung der beiden Drehschemelwagen erreicht werden.

Der Unterabschnitt II behandelt die Verladung von „Holz mit regelmäßigen Lagerflächen". Neu ist die Bestimmung, daß die Haken der Drehschemelketten in das Holz nicht eingeschlagen werden müssen, ferner daß das auch bisher in Geltung gestandene Verbot der Beladung über die Höhe der Rungen hinaus besonders hervorgehoben wurde.

Der Unterabschnitt III behandelt „Holz mit unregelmäßigen Lagerflächen". Diese Bestimmungen enthalten gegenüber den gegenwärtigen nichts Neues.

Der Unterabschnitt IV bringt die Vorschriften für die Verladung langer Gegenstände anderer Art und enthält keine neuen Bestimmungen.

Der Abschnitt D (Schlußbestimmungen) bringt zum Ausdruck, daß die Beladevorschriften nicht erschöpfend sind und daß unwesentliche Abweichungen oder andere Verladearten zulässig sind. Die Beladevorschriften sind auch bei Ladegütern, die nicht besonders angeführt sind, soweit möglich, einzuhalten.

Schließlich sei bemerkt, daß eine Reihe von Bildern neu hinzugekommen ist, welche die Bestimmungen, insbesonders für die Parteien, deutlicher machen, daß die Bilder größer und deutlicher gezeichnet sind und alle wesentlichen, unbedingt einzuhaltenden Maße (durchwegs in cm) enthalten.

Der Verfasser hat versucht, ein möglichst übersichtliches Bild der wesentlichen Abweichungen und Änderungen zu geben und auch auf die Erleichterungen, die in den neuen Bestimmungen auftreten, hinzuweisen.

Durch die Neubearbeitung der Beladevorschriften haben sich der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen und der internationale Güterwagenverband, sowie auch jene Bahnverwaltungen, welche an der Neubearbeitung der Beladevorschriften tätig mitgearbeitet haben, ein großes Verdienst um die Entwicklung des Verkehrs und seine Anpassung an die technischen Betriebserfordernisse der Eisenbahnen sowohl, als auch um die wirtschaftlichen Bedürfnisse der Verfrachter erworben.

Die von den Österreichischen Bundesbahnen eingeführten und für das Gebiet der österreichischen Republik bereits zugelassenen Verladearten von langem Betonrundeisen und von langen Eisenbahnschienen auf zwei oder mehreren Wagen ohne Drehschemel und von langen Eisenbahnschienen auch auf drei Drehschemelwagen stehen sowohl im V. D. E. V., als auch im internationalen Güterwagenverbande noch in Beratung. Auch die Neubearbeitung der „Technischen Einheit im Eisenbahnwesen" ist noch nicht beendet. Aus diesem Grunde konnte eine Einarbeitung der vorangeführten neuen Verladearten für langes Betonrundeisen und für lange Eisenbahnschienen in die neuen Beladevorschriften noch nicht durchgeführt werden.

## Das Eisenbahnwesen auf der Internationalen Ausstellung in Barcelona.

Von Dr. Ing. **Ludwig Schultheiß.**

Wie alle großen Veranstaltungen dieser Art, so war auch die Internationale Ausstellung in Barcelona zur Zeit meines Besuches nicht fertig, obwohl die Erbauer nahezu 20 Jahre daran gearbeitet haben. — Die vier Riesenhallen zu beiden Seiten des Haupteinganges waren jedoch samt ihrer Inneneinrichtung vollendet. In einer dieser Hallen war das gesamte Verkehrswesen vereinigt, so daß es möglich ist, hierüber jetzt schon zu berichten. In dieser Halle waren in der Hauptsache vertreten Spanien, Frankreich und Italien. Die übrigen Länder, Schweden, die Schweiz, haben getrennte Ausstellungen in ihren eigenen Hallen veranstaltet, die ebenfalls zum größten Teil fertig waren. Die deutschen und englischen Bahnen sind auf der Ausstellung nicht vertreten. Von den beiden spanischen Bahngesellschaften Nordbahn und Südbahn (MZA) waren einige Fahrzeuge ausgestellt, und zwar:

Eine elektrische Lokomotive mit der Achsanordnung $2\,C_o - C_o\,2$, erbaut von Brown, Boveri & Co. in Madrid und Babcock und Wilcox in Bilbao. Die in Abb. 1 wiedergegebene Lokomotive hat innenliegenden beiderseitigen BBC-Einzelachsantrieb mit Hohlwelle (Abb. 2). Die Innenanordnung des Antriebes wird ermöglicht durch die größere Spurweite der spanischen Bahnen — 1674 mm gegen 1435 mm bei den normalspurigen Bahnen. Als Nachteil dieser Anordnung ist zu nennen die schwere Zugänglichkeit der Getriebeteile und

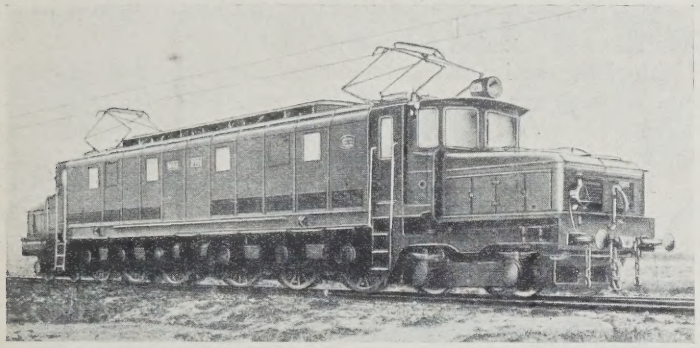


Abb. 1. Elektrische Schnellzuglokomotive für Gleichstrom der Spanischen Nordbahn mit Einzelachsantrieb von Brown, Boveri & Co. in Madrid und Babcock und Wilcox in Bilbao. Höchstgeschwindigkeit 110 km/h.

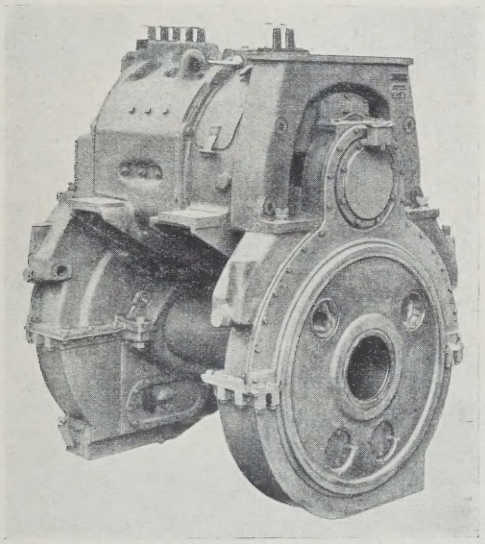


Abb. 2.
Doppelseitiger Einzelachsantrieb der Lokomotive auf Abb. 1.

der beschränkte Platz für die Motoren. Bemerkenswert an der Lokomotive ist der geräumige Führerstand mit übersichtlicher Anordnung der Betätigungsvorrichtungen und Instrumente.

Die betriebswichtigen Werte sind der nachstehenden Zusammenstellung zu entnehmen:

| | |
|---|---|
| Spurweite | 1674 mm |
| Kleinster Bogenhalbmesser auf der Strecke | 250 m |
| Kleinster Bogenhalbmesser in Schuppengleisen | 100 „ |
| Zulässiger statischer Achsdruck | 16 t |
| Zulässiges Gewicht auf den laufenden Meter zwischen den Puffern | 6 „ |
| Ganze Länge zwischen den Puffern | 24 m |
| Gesamtes Dienstgewicht | 145 t |
| Höhe des Fahrdrahtes über S. O. 4240 bis | 6100 mm |
| Spannung am unbelasteten Fahrdraht | 1500 Volt |
| Mittlere Fahrdrahtspannung für Zugbeförderung | 1350 Volt |
| Dauerleistung bei 1350 Volt | 2760 PS am Radumfang bei 60 km/h |
| Stundenleistung bei 1350 Volt | 3240 PS am Radumfang bei 56 km/h |
| Größte Fahrgeschwindigkeit | 110 km/h |
| Antrieb der Triebräder von 1560 mm Durchmesser über Zahnräder mit Übersetzung | 1:3,43 |

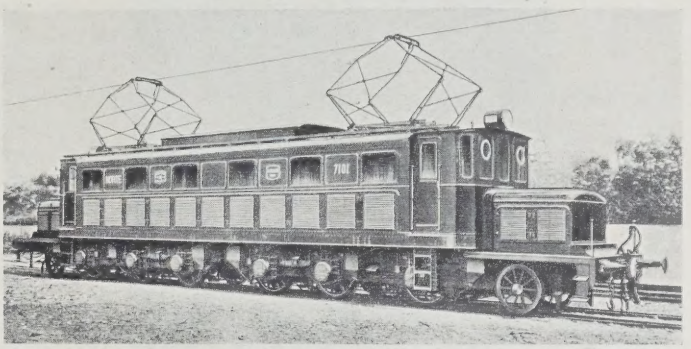


Abb. 3. Elektrische Gleichstromlokomotive der Spanischen Nordbahn mit Einzelachsantrieb durch Tatzenlagermotoren, erbaut von der Maschinenfabrik Oerlikon bei Zürich.
Höchstgeschwindigkeit 90 km/h, Dauerzugkraft 12330 kg.

Auffallend sind die Sicherheitsketten zu beiden Seiten der Kupplung (Abb. 1), die bei uns längst verlassen wurden, sowie die viel zu schwachen Puffer und die hochliegende einfache Verbindung der Bremsschläuche.

Die Maschinenfabrik Oerlikon hat eine ähnliche Loko-

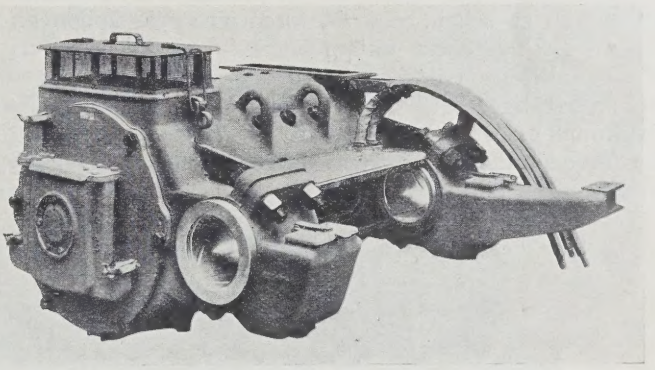


Abb. 4.
Tatzenlagermotor der Lokomotive auf Bild 3.

motive ausgestellt mit der Achsanordnung $1\,C_o - C_o\,1$ (Abb. 3). Die Maschine hat ebenfalls Einzelantrieb durch Achsmotoren (Abb. 4). Die Motoren sind mit gefederter Nockenaufhängung in den Drehgestellen befestigt. Die Kraftübertragung erfolgt durch ein einseitiges, ungefedertes und einteiliges Zahngetriebe. Die hauptsächlichsten Betriebswerte sind:

| | |
|---|---|
| Spurweite | 1674 mm |
| Größte Länge zwischen den Puffern | 21000 „ |
| Größter Abstand zwischen den Achsen | 6650 „ |
| Fester Achsstand | 4450 „ |
| Drehzapfenabstand | 9500 „ |
| Triebraddurchmesser | 1300 „ |
| Übersetzungsverhältnis des Zahngetriebes | 17:84 |
| Kastenlänge | 14800 mm |
| Kastenbreite | 3150 „ |
| Gewicht der elektrischen Ausrüstung | 35000 kg |

| | | |
|---|---|---|
| Gewicht der mechanischen Ausrüstung . . | 76200 kg | |
| Gesamtgewicht . . . . . | 111200 „ | |
| Reibungsgewicht . . . . . | 90000 „ | |
| | einstündig | dauernd |
| Leistung am Radumfang . . . | 2010 PS | 1640 PS |
| Zugkraft am Radumfang . . . | 16320 kg | 12330 kg |
| Höchstgeschwindigkeit . . . . | | 90 km/h |
| Fahrdrahtspannung . . . . . | 1350 Volt | Gleichstrom. |

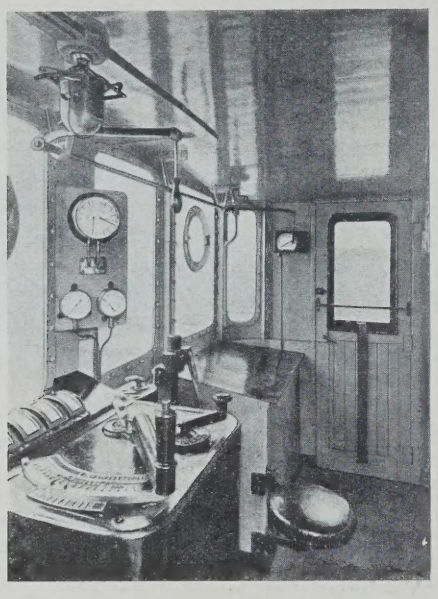


Abb. 5.
Führerstand der Lokomotive der in Abb. 3 dargestellten Lok.

Außerdem war noch ein vierachsiger Triebwagen mit Anhängern zu sehen. Die Motoren sind wie üblich an den beiden Drehgestellen untergebracht. Bemerkenswert an diesen Fahrzeugen ist die Ausrüstung mit Vielfachsteuerung und selbsttätiger Mittelpufferkupplung nach Art der Scharfenbergkupplung. Die 32 Kontakte der Vielfachsteuerung sowie die Bremsluftleitung werden hierbei selbsttätig gekuppelt.

Von den beiden Dampflokomotiven mit Schlepptendern — Achsanordnung 2 D 1 — ist die eine erbaut von der Compañia Euskalduna in Bilbao, die andere von der L. A. Maquinista Terrestre G. Maritima. Sie waren ausgerüstet mit Speisewasservorwärmer und elektrischer Beleuchtung. Besonderheiten weisen sie nicht auf. Im großen und ganzen sind sie den früher aus Deutschland bezogenen Lokomotiven nachgebaut. Die gesamte Ausrüstung des Führerstandes ist — wohl nur für die Schaustellung — vernickelt.

Bemerkenswert ist der Hinweis, daß sie nur aus nationalen Baustoffen in Spanien hergestellt sind.

Die Lokomotivbauart mit der Achsanordnung 2 D 1 (siehe Abb. 6) hat sich in Spanien fast zur Einheitsbauart entwickelt, sie wird für Schnell-, Personen- und Güterzüge verwendet.

Die Hauptabmessungen der von der Compañia Euskalduna erbauten und von der Compañia de los Caminos de Hierro de Norte de España ausgestellten 2 D 1 Vierzylinder-Verbundlokomotive mit Speisewasservorwärmer sind:

| | |
|---|---|
| Durchmesser der Hochdruckzylinder . . . | 460 mm |
| „ „ Niederdruckzylinder . . | 700 „ |
| Kolbenhub . . . . . | 680 „ |
| Dampfdruck . . . . . | 16 kg/cm² |
| Treibraddurchmesser . . . . . | 1750 mm |
| Achsstand zwischen den Kuppelachsen . . | 5550 „ |
| Länge über Puffer ohne Tender . . . . | 16950 „ |
| „ „ „ mit „ . . . . | 25500 „ |
| Rostfläche . . . . . | 5,05 m² |
| Heizfläche, gesamt . . . . . | 315 „ |
| Höchstleistung . . . . . | 2000 PS |
| Zugkraft . . . . . | 14500 kg |
| Höchstgeschwindigkeit . . . . . | 110 km/h |
| Leergewicht . . . . . | 99,5 t |
| Dienstgewicht . . . . . | 110 t |
| Reibungsgewicht . . . . . | 67,2 t |

Die Notwendigkeit der vier angetriebenen Achsen ergibt sich, soweit Beförderung von Personen- und Schnellzügen in Frage kommt, weniger aus dem großen Zuggewicht in Verbindung mit starken Steigungen als aus der Notwendigkeit, große Anfahrbeschleunigungen zu erzielen. Die Unvollkommenheit des Zugsicherungs- und Meldeverfahrens bedingt Anhalten des Zuges auf jeder Zugfolgestelle. Wenn auch diese Zugfolgestellen infolge der dünnen Besiedlung und des schwachen Zugverkehrs wesentlich weiter auseinanderliegen als bei uns, so führt dieses häufige, lediglich aus Betriebsrücksichten notwendige Anhalten des Zuges doch zu einer recht geringen Reisegeschwindigkeit, die nur durch rasches Anfahren einigermaßen erhöht werden kann.

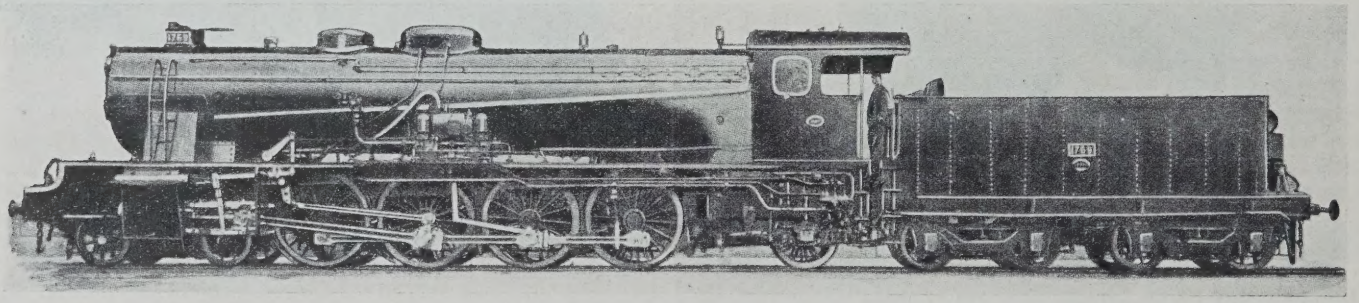


Abb. 6. 2 D 1 Vierzylinder Verbundlokomotive, erbaut von der Compañia Euskalduna.

Leider war es mir trotz eifrigster Bemühungen nicht möglich, Bilder und Leistungsangaben von diesen Fahrzeugen zu erhalten. Das gleiche gilt für die beiden D-Zugwagen und die zwei Dampflokomotiven für Güterzüge, die ebenfalls zu sehen waren. Die D-Zugwagen haben elektrische Deckenbeleuchtung und enthalten nur 1. Klasse mit vier Voll- und zwei Halbabteilen, von denen einige in Schlafplätze umgewandelt werden können. Bei den großen in Spanien zu durchmessenden Entfernungen (Barcelona—Sevilla 1132 km) und der geringen Reisegeschwindigkeit (etwa 50 km in der Stunde für die schnellsten [Expreß-] Züge) ist diese Maßnahme auch sehr notwendig. Bemerkt sei noch, daß die sämtlichen elektrischen Fahrzeuge und Wagen mit Rollenlagern ausgestattet sind.

Als Gegenstück zu den recht mächtigen Dampflokomotiven ist die erste in Spanien verwendete Lokomotive, erbaut von den Atlas Works Sharp Stewart & Co. in Manchester, ausgestellt. Sie ist erbaut im Jahre 1854,

besitzt zwei Triebachsen und eine Laufachse und diente zur Beförderung von „Schnellzügen".

Den einzigen deutschen Ausstellungsgegenstand bildet in dieser Halle das bekannte Modell der Kugellagerwerke Fichtel & Sachs in Schweinfurt in vergleichender Vorführung der Reibungsverhältnisse bei zwei Güterwagen, die mit Gleit- und Kugellagern ausgerüstet sind. Die geringere Reibung der Kugellager macht sich besonders beim Anfahren der Züge günstig bemerkbar, und darin liegt hauptsächlich der Vorteil des Kugellagers, während des Laufes beträgt die Krafterspamis wegen der starken Seitenreibung der Spurkränze nur 15% des Reibungswiderstandes der Gleitlager.

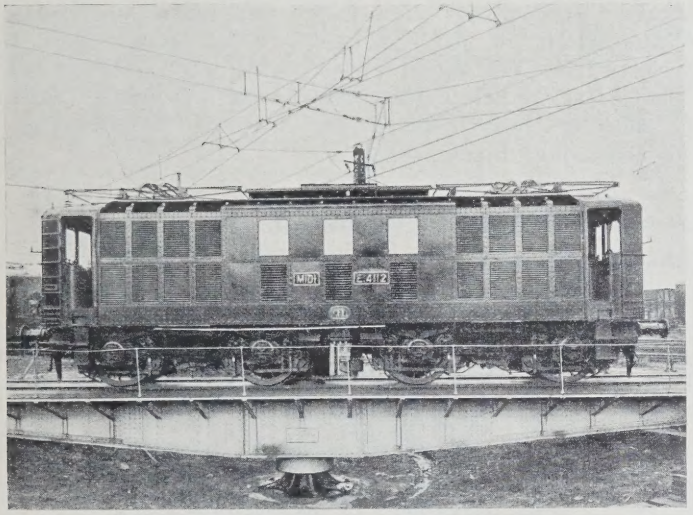


Abb. 7. Elektrische Lokomotive der Chemin de fer du Midi mit Einzelachsantrieb durch Tatzenlagermotoren. Höchstgeschwindigkeit 75 km/h, Zugkraft 15000 kg.

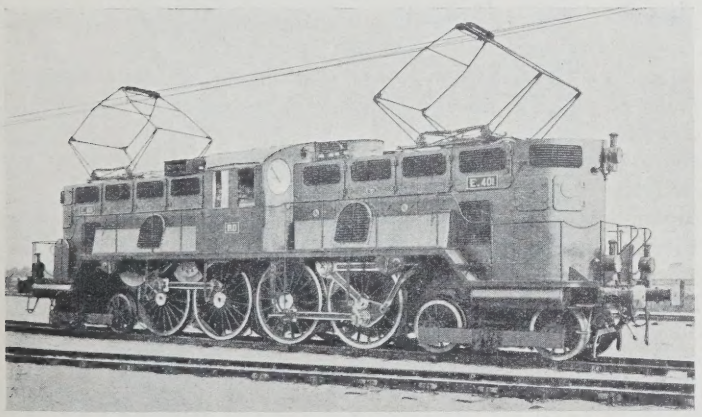


Abb. 8. Elektrische Lokomotive der Paris-Orleansbahn mit Antrieb durch vier hochliegende Motoren. Höchstgeschwindigkeit 110 km/h. Zugkraft 17200 kg.

Von den französischen Bahngesellschaften haben Fahrzeuge ausgestellt: Die Chemin de fer du Midi und die Paris-Orleansbahn.

Die Midi-Bahn zeigt eine elektrische Lokomotive für Gleichstrom von 1500 V Spannung mit zwei Drehgestellen (Abb. 7) und Einzelachsantrieb durch vier Tatzenlagermotoren. Die Maschine ist mit Rollenlagern versehen. Leistung 1400 PS, Höchstgeschwindigkeit 75 km/h, Zugkraft 15 t, Gesamtgewicht 76 t, Raddurchmesser 1400 mm.

Die Paris-Orleansbahn hat als einzige eine elektrische Lokomotive mit Stangenantrieb und vier hochliegenden Motoren ausgestellt (Abb. 8). Sie ist ebenfalls für Gleichstrom von 1500 V gebaut. Achsanordnung 2 B B 2, Leistung 4200 PS, Höchstgeschwindigkeit 110 km/h, Zugkraft 17,20 t, Gesamtgewicht 129,5 t. Bemerkenswert ist, daß auch bei dieser Lokomotive die Zahl der Motoren gleich ist mit der Zahl der angetriebenen Achsen, so daß ebensogut jede Achse einzeln durch einen eigenen Motor hätte angetrieben werden können. Die sämtlichen ausgestellten elektrischen Fahrzeuge lassen den Zug nach dem Einzelachsantrieb deutlich erkennen.

Die Paris-Orleansbahn hat außerdem noch ein Modell des neuen Bahnhofs Quai d'Orsay in Paris ausgestellt (Abb. 9), das erkennen läßt, daß bei den neuzeitlichen Bahnhöfen fremder Verwaltungen durchaus nicht von prunkvoller Ausgestaltung abgesehen wird.

Die vorerwähnten französischen Bahnlinien bringen außerdem noch einige Wagenmodelle, sowie Bilder ihrer Strecken. Derartige Landschaftsbilder und kleinere Dioramen hat auch ausgestellt die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn sowie die fran-

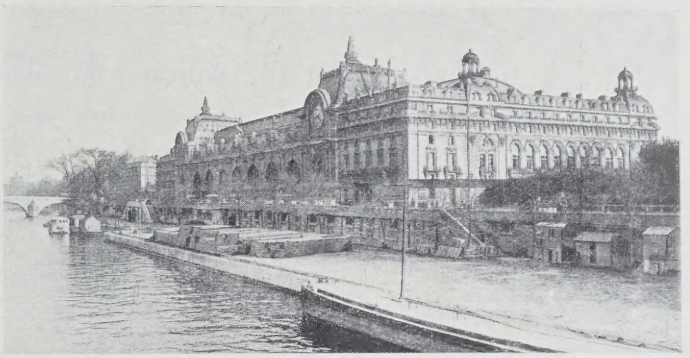


Abb. 9.
Bahnhof Quai d'Orsay in Paris der Paris-Orleansbahn.

zösische Staatseisenbahn. Diese zeigt auch im Modell den neuen Bahnhof in Limoges, für den Verkehr nach Spanien, der für 100000 abgehende Reisende im Tag gebaut ist. Die Haupthalle besitzt 4000 m² Fläche und ist 65 m hoch.

Die Italienischen Staatsbahnen haben das Modell einer elektrischen mit Drehstrom betriebenen Bahnlinie aufgestellt. Sie ist nach Art der Kinderspielzeuge in Kreisform gebaut und besitzt eine Länge von 50 m. Alle Betriebseinrichtungen, Stellwerke, elektrisch bediente Weichen und Signale sind in naturgetreuer Ausführung vorhanden. Elektrisch betriebene Miniaturschnellzüge befahren dauernd die mit Brücken, Tunnels und sonstigen Kunstbauten reichlich ausgestattete Bahnlinie.

Außerdem sind noch im Modell zu sehen: Eine fahrbare Transformatorstation, aufgebaut auf einem sechsachsigen Tiefgangwagen mit aller Nebeneinrichtung wie Ölschalter, Kühleinrichtungen für das Öl, Trennschalter, Meßvorrichtungen usw.). Da Italien bekanntlich auf seinen Bahnlinien alle drei bekannten Systeme: Drehstrom, Gleichstrom und Einphasenwechselstrom verwendet, ist das Bedürfnis für eine derartige Trafostation zweifellos gegeben. Außerdem sind noch zu sehen das Modell einer Umformerstation mit Drehumformern, sowie verschiedene Bilder von Lokomotiven und einigen landschaftlich besonders reizvollen Streckenabschnitten.

Schweden hat seine Ausstellung im Palast Eugenie Viktoria untergebracht. Das Glanzstück dieser Ausstellung bildet das große, hervorragend ausgeführte Diorama der elektrisch betriebenen Riksgränsenbahn. Außer dieser Darstellung sind noch zu erwähnen: Das Modell einer elektrischen Güterzuglokomotive mit zwei Motoren von je 850 PS und 26000 kg Zugkraft, Höchstgeschwindigkeit 60 km/h, Gesamt-

gewicht 125 t. Weiter das Modell eines neuzeitlichen Schlafwagens mit 2. und 3. Klasse und ein sehr schönes Modell der Schiffsfähre Trälleborg—Saßnitz.

Die Ausstellung der Schweizer Bundesbahnen enthält keine Fahrzeuge und Betriebseinrichtungen. Sie dient nur der Werbung und zeigt demgemäß hauptsächlich Landschaftsbilder und Werbefilme.

Belgien hat in seinem eigenen Pavillon Bilder von Lokomotiven und Wagen aller Art, hauptsächlich Selbstentlader für Kohlen und sonstige Güterwagen für Sonderzwecke ausgestellt, ebenso auch Bilder von Brücken und sonstigen Kunstbauten.

Derartige Darstellungen brachten auch die marokkanischen Eisenbahnen.

Im übrigen ist an eisenbahntechnischen Errungenschaften auf der Ausstellung nicht viel zu sehen. Einige Bauteile von Wagen und Lokomotiven, ein elektrischer Weichenantrieb und einige Signale. Entsprechend der Rückständigkeit der spanischen Bahnen hinsichtlich des Zugmelde- und Zugsicherungsdienstes sind diese Signale von einfachster Bauart. Sie sind überhaupt nur auf großen Bahnhöfen zu finden, auf der freien Strecke wickelt sich der Zugverkehr ohne Signale ab. Das Land kennt keinen Schnee, die Signale sind deshalb teilweise nach Art unserer Weichenlaternen dicht am Boden, teilweise auf kurzen Ständern angebracht. Auch Tageslichtsignale mit drei Farben sind in ganz großen Bahnhöfen zu finden.

Obwohl die ausgestellten Gegenstände und Einrichtungen des Eisenbahnbetriebes teilweise recht sehenswert sind, so treten sie gegenüber anderen Fachgebieten, hauptsächlich gegen die Kraftwagen stark zurück.

Zum Schluß soll noch die Liliputbahn der Firma Krauß erwähnt werden, der man leider nur einen beschränkten Wirkungskreis in der Nähe des Vergnügungsparkes zugewiesen hat. Der übrige Verkehr wird durch teilweise zweistöckige, in grellen Farben gestrichene Autobusse bedient, die allerdings recht wenig in das großartige Landschaftsbild der Ausstellung hineinpassen.

## Ladestation für Sammlerbatterien der elektrischen Zugbeleuchtung.

Von Reichsbahnoberrat **Heinemann**, Leipzig.

Unter dieser Überschrift erschien im Oktober v. J. in Heft 20 des „Organs“ ein Aufsatz von Reichsbahnamtmann Vaillant, Dresden. Ich möchte hierzu einige ergänzende Mitteilungen machen, die sich auf die Ladeanlage auf Hauptbahnhof Leipzig, Westseite, beziehen. Die Ergänzungen scheinen mir deshalb wertvoll, weil diese Anlage von der in Heft 20 v. J. beschriebenen in verschiedenen Punkten grundsätzlich abweicht.

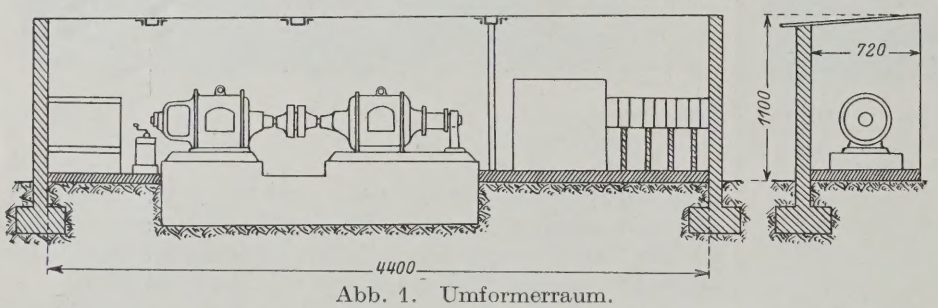



Abb. 1. Umformerraum.

Die Anlage in Leipzig arbeitet mit Parallelschaltung der Sammler beim Laden. Es ist dabei von der Tatsache ausgegangen, daß die zu ladenden Batterien mehr oder weniger stark entladen sind. Dementsprechend muß auch die Ladestromstärke der einzelnen Sammler verschieden hoch eingestellt werden, wenn man eine wirtschaftliche Ladung erreichen will. In dem Aufsatz von Reichsbahnamtmann Vaillant wird der Hintereinanderschaltung das Wort gesprochen, weil die Verluste in den Widerständen beim Laden in Parallelschaltung zu groß sind; es fällt aber andrerseits auf, daß bei größeren Anlagen doch regelbare Widerstände nicht entbehrt werden können. Da wegen der ständigen Vermehrung der elektrischen Zugbeleuchtung gerade mit der Errichtung größerer Anlagen zu rechnen ist, so dürfte das Laden in Parallelschaltung wegen der größeren Anpassungsfähigkeit hauptsächlich für Neuanlagen in Frage kommen.

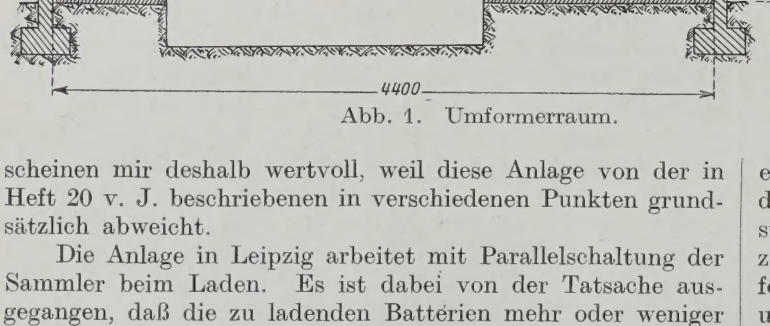


Abb. 2. Umformerraum.

Beim Laden in Parallelschaltung wird man, um die Kabelquerschnitte klein zu halten, den Umformer möglichst im Schwerpunkt der Aufstellungsgleise für die zu ladenden Wagen einbauen. Man steht dann häufig vor der Frage, die Maschinen zwischen den Gleisen unterzubringen. In Leipzig ist diese Aufgabe in der Weise gelöst, daß ein kleiner, zum Teil massiver Bau zwischen einem Hauptgleis und einem Aufstellgleis errichtet worden ist (Abb. 1). Dieser Raum, der nach dem Hauptgleis zu völlig zugemauert und nach dem Aufstellgleis durch mehrere Türen zugänglich ist, enthält den Umformer, die Schalter, Meßgeräte usw. für diese Maschinen. Der Raum wird durch Öffnungen, die gegen Eindringen von Regenwasser geschützt sind, entlüftet. Die Abmessungen des Raumes erlauben seine Unterbringung auch zwischen Gleisen mit geringerem Abstand. Ein Lichtbild zeigt Abb. 2.

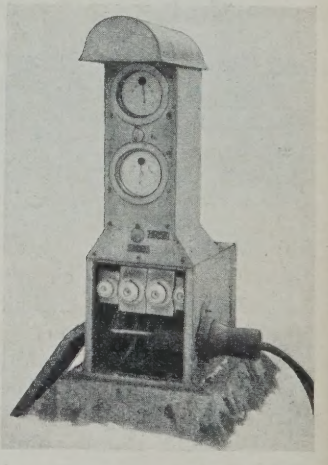


Abb. 3. Ladeständer.

Besondere Sorgfalt wurde ferner auf die Ausbildung der zwischen den Aufstellungsgleisen stehenden Ladeständer verwendet. Es wurde in erster Linie Wert darauf gelegt, daß die Ladeständer nicht wesentlich größer ausfielen, als die Ständer für Gas-, Wasser- und Dampfentnahme, damit die Rangierer usw. nicht gefährdet werden. Auf Vorschläge des Verfassers entwickelten die Siemens-Schuckert-Werke, Technisches Büro Leipzig, von denen die gesamte Ladeanlage gebaut worden ist, einen Ladeständer nach Abb. 3.

Um die Anordnung möglichst gedrängt zu gestalten, wurde statt eines Hebelschalters ein Dosenschalter vorgesehen; die Meßgeräte wurden so klein wie möglich gewählt und die Widerstände unten flach eingebaut. Dies machte deren Antrieb durch Kette und Kettenräder nötig. Der Ladeständer besteht aus einem Blechgehäuse, das den Dosenschalter, Sicherungen, einen Ladewiderstand, einen Spannungs- und Strommesser enthält. Der Ladewiderstand wird durch eine Aufsteckkurbel mittels Kette und Kettenrädern verstellt. Die Steckdose für das Ladekabel sitzt seitlich und ist, wenn nicht geladen wird, durch eine Blechkappe verschlossen. Eine kleine, abgeblendete Lampe beleuchtet die Meßgeräte.

In der Anlage, die seit April 1928 in Betrieb ist, ist noch keine einzige Störung aufgetreten. Bemerkenswert ist, daß auch bei dem letzten harten Winter weder am Umformer noch an den Ladeständern Unregelmäßigkeiten vorgekommen sind.

## Innenreinigung von Tenderwasserkästen mit Sandstrahl.

Von Reichsbahnrat **Niederstraßer**, Oels.

Bodenplatten und Seitenwände der Lokomotivtender sind stets dem rostbildenden Angriff des Wassers ausgesetzt; ihre Auswechslung bei Zerstörung erfordert erhebliche Kosten. Man ist zwar bestrebt, durch einen guten Farbanstrich die Bleche zu schützen, vielfach blättert dieser aber schon nach kurzer Betriebszeit ab, so daß die Bleche schutzlos dem Angriff des Wassers preisgegeben sind. Der Grund hierfür ist darin zu sehen, daß man mit den bisherigen Hilfsmitteln bei der Reinigung von Hand, wie Klopfhämmern, Schabern, Drahtbürsten zwar Farbreste und abblätternden oder losen Rost entfernen, den Blechen aber nicht die metallisch reine

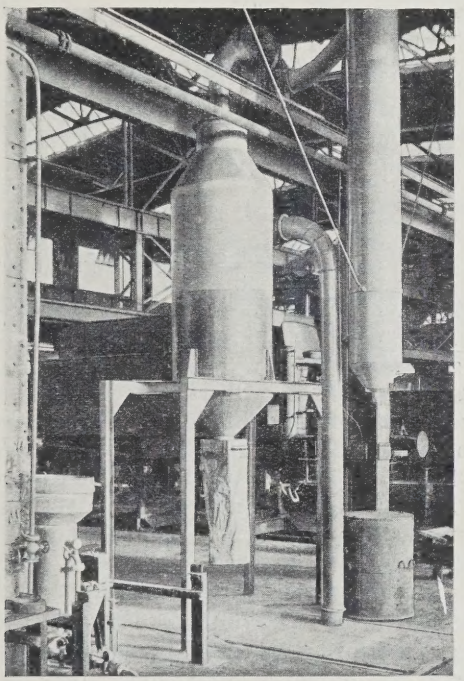


Abb. 1. Ansicht der Sandstrahl-Reinigungsanlage.

Oberfläche geben kann, die für ein gutes Haften der Farbe Bedingung ist. Insbesondere gelingt es nicht, die Ecken und Winkel zwischen Blechen und der Fachwerkkonstruktion genügend zu reinigen, obwohl hier ein gutes Haften der Farbe am dringendsten notwendig ist, weil die größte Zerstörung der Platten unter den aufgenieteten Profileisen auftritt.

Die guten Erfahrungen, die man mit der Sandstrahlreinigung bei der Anstricherneuerung von eisernen Brücken gemacht hat, gaben dem Reichsbahn-Ausbesserungswerk Oels den Anlaß, auch Tenderwasserkästen auf dieselbe Weise für den Anstrich vorzubereiten. Hierbei waren infolge der durch die Bauart der Tender gegebenen besonderen Verhältnisse in der Hauptsache drei Aufgaben zu lösen:

1. Schaffung einer guten Tenderentlüftung, um ein Arbeiten überhaupt zu ermöglichen
2. Einrichtung zur schnellen und gründlichen Beseitigung des anfallenden Gebläsesandes aus dem Tender und
3. Sicherheitsmaßnahmen zum Schutze des Arbeiters.

Die praktische Durchführung dieser Gedanken hat immerhin eine Zeit von zwei Jahren beansprucht, und es war ein weiter Weg von der ersten Versuchsausführung, die bereits im Jubiläumsheft 1927 von Glasers Annalen abgebildet ist, bis zur jetzigen Anlage (Abb. 1), die in folgendem beschrieben werden soll.

In Abb. 2 ist die Gesamtanordnung dargestellt. Der Sand, der an anderer Stelle aufbereitet wird, fällt dem Freistrahlgebläse a durch einen Bunker b zu. Der beim Abblasen auftretende Staub wird durch ein kräftiges Entlüftungsgebläse d abgesaugt, dessen Saugleitung mit zwei biegsamen Metallschläuchen an den Stutzen für die Tenderwasserkupplung angeschlossen ist (Abb. 3). Die Druckleitung führt in einen Staubfänger h, der über dem Dache ins Freie mündet. Die Angaben für das Entlüftungsgebläse sind: Luftmenge 40 m³/Min., Gesamtpressung 400 mm Wassersäule, Kraftbedarf 6,5 PS, Umdrehungen 2880/Min.; Lieferer war Benno Schilde, Hersfeld.

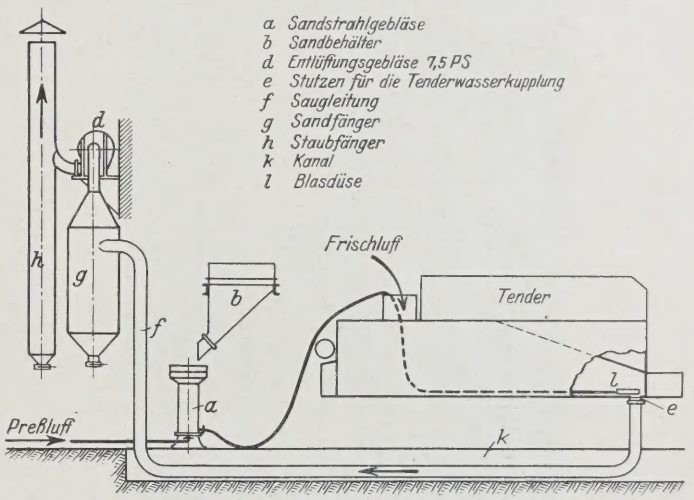



Abb. 2. Gesamtanordnung der Anlage.

Der Luftstrom, der den Tender durchzieht, ist so kräftig, daß der Arbeiter sein Arbeitsfeld bei Lampenbeleuchtung gut übersehen kann.

Zur Entfernung des Gebläsesandes aus dem Tender wird der in Abb. 4 dargestellte Saugrüssel in die Stutzen für die Tenderwasserkupplung gesetzt. Die Saugwirkung des Entlüftungsgebläses reicht aus, um den Sand in den Bunker g zu befördern. Von hier wird er unten durch eine mit Schieber abschließbare Öffnung abgezogen und zur Aufbereitung fortgeschafft.

Das Abblasen kann von einem einzigen Arbeiter vorgenommen werden, wenn dafür gesorgt wird, daß bei einem etwa auftretenden Unwohlsein mit Bewußtseinsstörung selbsttätig die Sandzufuhr abgestellt wird, weil andernfalls Verletzungen vorkommen können. Der Arbeiter erhält deshalb einen Druckknopfschalter, der einen Elektromagneten am Gebläse steuert (Abb. 5). Bei Niederdrücken des Knopfes öffnet der Magnet

das Sandventil und schließt bei Loslassen; es ist also gewissermaßen ein „Totermannknopf". Der an den Gebläsen übliche

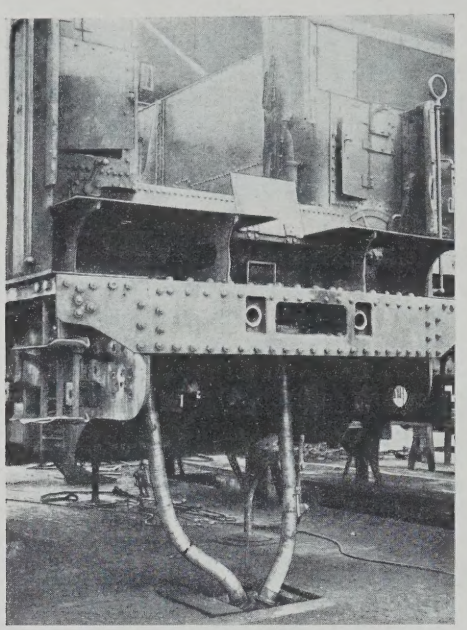


Abb. 3. Anschluß der Leitungen zum Absaugen des Staubes.

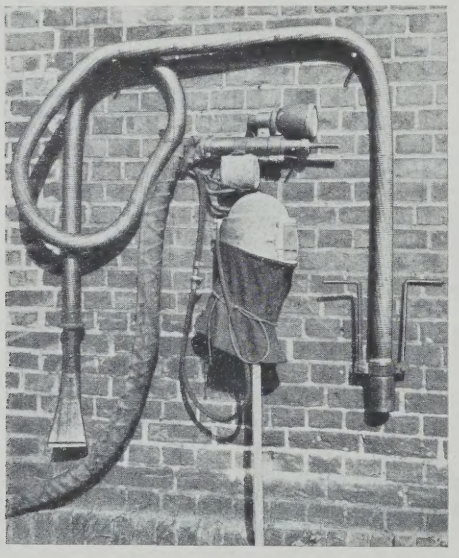


Abb. 4. Saugrüssel zum Entfernen des Gebläsesandes.

Sandhahn mußte zu diesem Zweck durch den in Abb. 5 dargestellten Sandschieber ersetzt werden. Zum Schutze gegen Staubbelästigung erhält der Arbeiter neben der Schutzkleidung einen Staubhelm mit Frischluftzuführung.

Dem Arbeitsplatz im Tenderinnern müssen folgende Leitungen zugeführt werden: Blasschlauch, Frischluftschlauch, Lichtkabel, Steuerkabel. Alle Leitungen haben wir in einem Feuerwehrschlauch zusammengefaßt und einem Blaskopf zugeführt, an dem die Blasdüse, die Lampe, der Steuerdruckknopf und der Anschluß für den Staubhelm angebracht sind (Abb. 4). Das lästige Durcheinander der Leitungen wird so vermieden und die Arbeit im Tender erleichtert.

Nun noch einige Worte über die Wirtschaftlichkeit. Die neue Arbeitsweise selbst ist billiger als die frühere. Die Anzahl der Gedingestunden richtet sich ganz nach dem Zustand der Tender und beträgt etwa $^1/_3$ der für Handreinigung gezahlten Stunden. Im Durchschnitt werden zwei Arbeiter eingespart. Die neu auftretenden Kosten für Betrieb des Entlüftungs-

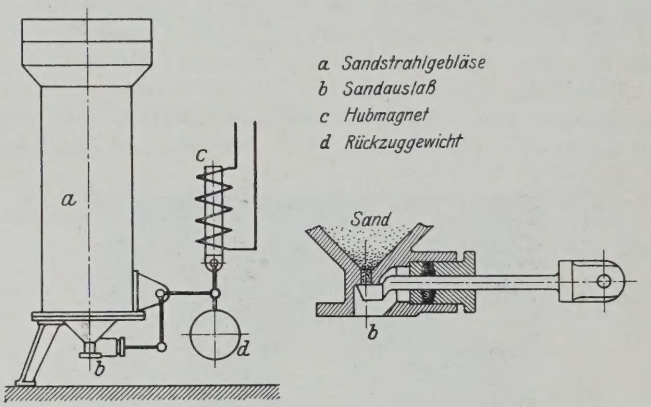



Abb. 5. Steuerung der Sandzufuhr.

gebläses, Sand und Preßluft betragen etwa 2000 $\mathcal{RM}$, die Anlagekosten ebenfalls 2000 $\mathcal{RM}$. Die Umstellung macht sich also, abgesehen von der gesteigerten Güte der Arbeit, in einem Jahre bezahlt. Die Oberfläche der Tenderbleche wird vollständig rostfrei und metallisch sauber, so daß die Gewähr für ein längeres Haften der Farbe besteht. Auch die Verstärkungswinkel an der Fachwerkskonstruktion werden gut gesäubert, so daß der aufgebrachte Farbanstrich ein Eindringen von Wasser in die verdeckt liegenden Stellen verhindert. Wir erwarten daher eine erheblich längere Lebensdauer der Bleche, deren wirtschaftliche Auswirkung sich natürlich zunächst noch nicht in Zahlen erfassen läßt.

Bemerkenswert ist hierbei noch, daß die Zahl der Bleierkrankungen im hiesigen Werk unter den Tenderwasserkastenreinigern in der letzten Zeit vor Errichtung der Sandstrahlenanlage stark zugenommen hat. Der Übergang zu der neuen Arbeitsweise dürfte infolge der guten Durchlüftung des Tenders und der Zuführung von Frischluft für den Arbeiter auch hier Wandel schaffen.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Die Taybrücke bei Dundee.

Am 28. Dezember 1879, also gerade vor 50 Jahren, erfolgte unter einem darüber fahrenden Zug der Einsturz von 13 Hauptöffnungen der eingleisigen Eisenbahnbrücke, die bei Dundee an der Ostküste Schottlands über die Taymündung führte.

Über 70 Personen fanden bei diesem zu trauriger Berühmtheit gelangten Ereignis ihren Tod.

Die Brücke, die nach siebenjähriger Bauzeit im Jahre 1878 dem Verkehr übergeben worden war, hatte bei einer Gesamtlänge von rund 3150 m 85 Öffnungen verschiedenster Spannweiten. Die eingestürzten 13 Hauptöffnungen hatten Stützweiten von je 74 m. Sie bestanden aus Fachwerkträgern System Neville und waren auf rund 25 m hohen, äußerst schlanken gußeisernen Pfeilern aufgelagert. Letztere setzten sich aus je sechs gußeisernen Röhren zusammen, die durch Flacheisen-Windkreuze verbunden waren. Die Flacheisen waren mit nur je einer Schraube an gußeisernen Lappen befestigt, die an den Röhren angegossen waren. Dieser an sich zu schwache Windverband wies demnach auch konstruktive Mängel auf, zu denen noch grobe Fehler bei der Bauausführung selbst kamen. Die ungenügende Beaufsichtigung während des

mehr als einjährigen Bahnbetriebes, sowie Überschreitungen der anempfohlenen Zuggeschwindigkeiten trugen zur Vermehrung der Mängel und damit zur weiteren Schwächung der Pfeiler bei. Der Erbauer der Brücke, Bouch, sagte selbst aus, daß er den Winddruck überhaupt nicht berücksichtigt habe und es ist daher begreiflich, daß der so nebensächlich behandelte, überaus schwache und mangelhafte Windverband der Pfeiler als Hauptursache der Katastrophe anzusehen war, die durch den nicht einmal außergewöhnlichen Sturm des 28. Dezember herbeigeführt wurde.

Der von Bouch bereits früher erbaute Beelah-Viadukt *) wies stärkere Pfeilerverbände auf, während er sie nachher bei der Taybrücke in Geringschätzung der Windkräfte, anscheinend auf Grund seiner Erfahrungen, und aus Sparsamkeitsgründen vernachlässigte.

Die Katastrophe wirkte sehr aufklärend und ist als Wendepunkt im Eisenbrückenbau anzusehen. Die Anwendung solch mangelhafter Pfeilerausbildungen wurde allgemein aufgegeben, die Vorschriften über Winddrücke wurden verschärft und strenger gehandhabt, die Vorschriften über die Herstellungen und Überwachungen in den Werkstätten, sowie über die Überwachung während des Baues und während des Betriebes wurden teils neu geschaffen, teils verschärft.

Welchen Eindruck dieses Ereignis bei den Zeitgenossen hervorrief, zeigen unter anderen das Gedicht Th. Fontanes: „Die Brück' am Tay" und Max Eyths meisterhafte Erzählung: „Berufstragik". Aug. Kroitzsch.

## Eisenbahnen durch die Vogesen.

Frankreich ist mit allen ihm zur Verfügung stehenden Kräften bemüht, enge Verbindungen zwischen Alt-Frankreich und den neu erworbenen Gebieten Elsaß und Lothringen herzustellen.

Zwischen den Eisenbahnen Nancy—Straßburg im Norden und Belfort—Mülhausen im Süden, die rund 120 km von einander entfernt sind, fehlte es bis vor kurzem an jeder durchgehenden Eisenbahnverbindung. Von den vier Eisenbahnen, die nunmehr die Vogesen durchqueren sollen, ist die erste, von Saint-Dié nach Saales und Rothau führend, im November 1928 eingeweiht worden, nachdem schon am 22. Oktober der durchgehende Verkehr auf ihr eröffnet worden war. In Saint-Dié laufen die Eisenbahnen von Lunéville und von Epinal her zusammen; ihre Fortsetzung, im großen ganzen in nordwestlicher Richtung, bildet die 41,6 km lange neue Eisenbahn, von der die Teilstrecke Saint-Dié—Saales mit 24 km zur französischen Ostbahn, die Reststrecke bis Rothau zu den Eisenbahnen von Elsaß-Lothringen gehört. Straßburg war von Saint-Dié bisher nur auf dem Umweg über Lunéville zu erreichen, jetzt sind beide Städte auf dem kürzesten Weg miteinander verbunden, und die Entfernung beträgt nur noch 86,5 km. Von Saint-Dié aus steigt die Eisenbahn mit Neigungen, die auf die ersten 14 km 1:100 nicht überschreiten, dann aber bis 1:67 gehen, bis zu dem 1603 km langen Lubine-Tunnel, um dann mit ungefähr derselben Neigung wieder bis Rothau zu fallen. Saint-Dié und Rothau liegen ungefähr auf gleicher Höhe, nämlich auf 336 m und 342 m. Zwischen diesen beiden Orten finden sich acht Bahnhöfe und eine Haltestelle. Die Strecke ist zweigleisig. Ihr Oberbau besteht aus 46 kg/m schweren Schienen. Der Mindesthalbmesser der Krümmungen beträgt 300 m. Nach den Neigungs- und Krümmungsverhältnissen handelt es sich also um eine Hauptbahn. Die anschließende Strecke Rothau—Straßburg durch das Breusch-Tal über Schirmeck und Molsheim war zunächst eingleisig; seit 1920 ist ihr zweigleisiger Ausbau im Gang, er soll im Laufe dieses Jahres beendet werden. Der Fahrplan der Schnellzüge Epinal—Straßburg kann dann verbessert werden.

*) Prof. Dr. E. Winkler: Eiserne Pfeiler (Vorträge über Brückenbau), Wien **1872**, also bedeutend früher, brachte eine Reihe damals bereits bestehender Viadukte mit eisernen Pfeilern, darunter auch den Beelah-Viadukt, den Iglawa-Viadukt (erbaut 1869) und den Weißenbach-Viadukt bei Tarvis (erbaut 1870) und betonte unter Hinweis auf die gleiche Anschauung Nördlings, daß die Sicherung gegen Umsturz durch den Wind bei derartig ausgeführten hohen Pfeilern wohl zu wünschen übrig läßt.

Die Eisenbahn Saint-Dié—Rothau—Saales weist zwar eine beträchtliche Anzahl Kunstbauten auf, außer dem schon erwähnten Lubine-Tunnel ist aber nur noch eine Talbrücke bei dem Bahnhof Fouday (Urbach) nennenswert, die aus neun elliptischen Gewölben von 17 m Spannweite besteht.

Von den geplanten Eisenbahnverbindungen sollen die zwei ersten, Saint-Dié—Markirch und Cornimont—Metzeral, die Vogesen in ihrem mittleren Teil, die dritte, Saint-Maurice—Wesserling, das Gebirge in seinem südlichen Teil durchqueren. Die erstgenannte bildet, wie die schon fertiggestellte Eisenbahn Saint-Dié—Saales—Rothau, die Fortsetzung der Eisenbahn Lunéville—Saint-Dié, aber in östlicher Richtung und stellt die Verbindung mit Schlettstadt her. Die Entfernung Nancy—Schlettstadt wird durch sie von 193 km auf 132 km abgekürzt. Die noch zu erbauende Strecke ist 18,4 km lang. Auch sie soll keine kleineren Halbmesser als 300 m erhalten, doch sollen hier Neigungen von 1:30 zugelassen werden.

Die Eisenbahn Cornimont—Metzeral bildet die Verlängerung der Verbindung Epinal—Remiremont—Cornimont und stellt über Metzeral die Verbindung mit Colmar her. Durch sie wird die Entfernung Epinal—Colmar von 202 km auf 100 km abgekürzt. Für die Krümmungs- und Neigungsverhältnisse sind dieselben Maße wie für die Strecke Saint-Dié—Markirch in Aussicht genommen.

Sowohl was die zu überwindenden baulichen Schwierigkeiten wie auch was den zu erwartenden Verkehr anbelangt, ist die Eisenbahn Saint-Maurice—Wesserling von größerer Bedeutung als die beiden vorhergehenden. Sie enthält allein schon einen Tunnel von 8,3 km Länge, der den Bau sehr verteuern wird, und es ist deshalb nicht zu erwarten, daß der Plan, diese Eisenbahn zu bauen, in nächster Zeit durchgeführt wird, obgleich er schon seit sechs Jahren besteht. Die Strecke soll zweigleisig werden; als Mindesthalbmesser sind 500 m in Aussicht genommen; die Steigungen sollen 1:100 nicht überschreiten. Die neue Eisenbahn soll eine Verbindung von Epinal über Bussang mit der Strecke Mülhausen—Thann—Krüt herstellen; auf ihr wären durchgehende Züge zwischen Mülhausen und der Schweiz einerseits, Epinal und Nordfrankreich andererseits zu führen. Die ausschließenden vorhandenen Eisenbahnen müßten daher zweigleisig ausgebaut, zum Teil auch umgebaut werden. Die Entfernung Epinal—Mülhausen beträgt jetzt 159 km; durch die Eisenbahn Saint-Maurice—Wesserling wird sie um 54 km kürzer.

Neben den genannten Plänen besteht noch die Absicht, Belfort mit Bollweiler durch eine Eisenbahn zu verbinden, die etwa 40 km lang werden würde. Dadurch würde ein gerader Weg Colmar—Belfort geschaffen, der 15 km kürzer ist als der jetzt benutzte Weg über Mülhausen. We.

## Arbeitszeit des italienischen Lokomotivpersonals.

Als Arbeitszeit werden gerechnet: Fahrdienst, Vorbereitung und Übergabe der Lokomotive, Bereitschaftsdienst und Reisezeit im Wagen. Die Reisezeit vor oder zwischen dem Dienst wird zu $^2/_3$ als Arbeitszeit, jene nach dem Dienst zu $^2/_3$ als Ruhezeit gerechnet. Bereitschaftsdienst am Wohnort wird mit $^2/_3$, außerhalb des Wohnorts mit $^1/_2$ als Arbeitszeit bewertet. Die Zeit für Übernahme bei Abfahrt eines Zuges und für die Übergabe bei Ankunft eines solchen darf je eine Stunde im Dampfbetrieb und $^3/_4$ Stunden im elektrischen Betrieb nicht überschreiten. Ist die fahrplanmäßige Fahrzeit eines Zuges nicht länger als 1 Stunde, so dürfen diese Zeiten in jedem Fall nur ½ Stunde betragen. Die normale Ruhezeit ist 15 Stunden und kann auf 12 Stunden ermäßigt werden, wenn ihr keine längere Arbeitszeit als 5 Stunden vorhergeht. Außerhalb des Wohnortes ist die normale Ruhezeit 8 Stunden, äußerstenfalls 7 Stunden. Der wöchentlich gewährte freie Tag beträgt im Zugdienst 36 Stunden, im Verschiebedienst 30 Stunden. Zwischen zwei normalen Ruhezeiten darf keine längere Arbeitszeit als 10 Stunden, im Schnell- und Eilzugdienst 9 Stunden, liegen. Als Arbeitszeit gilt auch die Zeit zwischen zwei Dienstfahrten, wenn sie 2 Stunden nicht überschreitet und das Personal nicht Gelegenheit hat, sich von der Lokomotive zu entfernen. Beim einmännigen Verschiebedienst darf die längste Arbeitszeit 8 Stunden nicht überschreiten. Eine Arbeitsschicht darf 14 Stunden erreichen, soferne die darin liegende reine Arbeitszeit 8 Stunden nicht überschreitet oder soferne sie von einer kleinen Pause nicht über

4 Stunden unterbrochen ist. Im Zugförderungsdienst darf in siebentägigem Zeitraum nicht mehr als viermal, im Verschiebedienst nicht mehr als sechsmal Nachtdienst treffen. Schn.

(Notiziario tecnico 1929, Nr. 4.)

### Güterwagenübergang von und nach Italien.

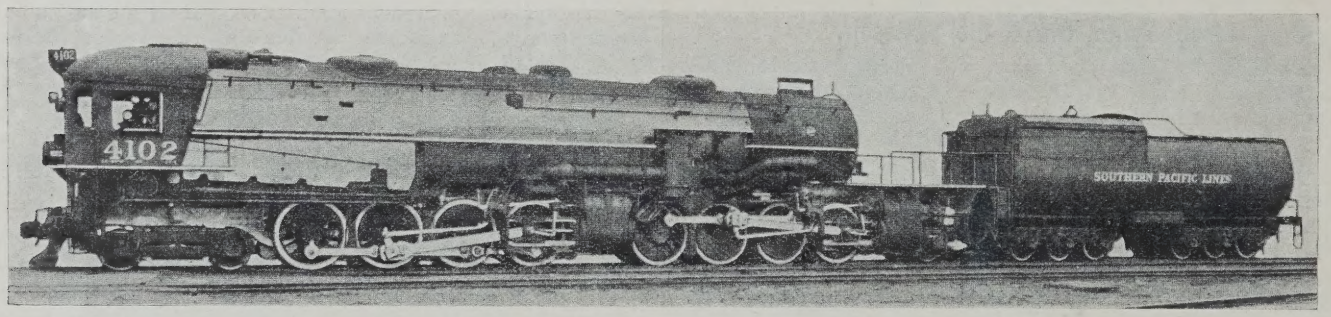
Italien hat mit seinen Angrenzern 13 Eisenbahn-Übergangsstationen gemeinsam, nämlich je drei mit Frankreich, der Schweiz und Österreich (mit letzterem: Brenner, Innichen und Tarvis) und vier mit Südslawien. Im Dezember 1928 liefen über diese Bahnhöfe 13805 italienische Wagen ins Ausland und 10600 französische, 10109 deutsche, 5335 österreichische, 636 belgische, 134 holländische, 2284 schweizerische, 3095 tschechische, 3462 südslawische, 1765 ungarische, 590 polnische, 56 skandinavische und 28 bulgarische, zusammen 38203 fremde, nach Italien. Der deutsche und österreichische Anteil daran beträgt 40,5%, der französische 27,7%. Die übrigen Länder folgen in weitem Abstand.

(Notiziario tecnico 1929, Nr. 6.) Schn.

## Lokomotiven und Wagen.

### 2 D + D 1-h 4 Mallet-Gelenklokomotive der Southern Pacific Bahn.

Die Southern Pacific Bahn ist eine der wenigen Bahnen, die versucht haben, die Bedienung der Lokomotiven dadurch zu erleichtern, daß man dieselben in der Hauptfahrtrichtung rückwärts, d. h. mit dem Führerhaus voraus fahren läßt und den Tender an der Schornsteinseite anhängt. Naturgemäß sind in Europa die Versuche dieser amerikanischen Bahn nicht so bekannt, wie diejenigen der Italienischen Staatsbahnen, die vor dem Krieg derartige rückwärtsfahrende Schnell- und Güterzuglokomotiven beschafft haben. In Italien hat sich diese Bauart nicht durchzusetzen vermocht. Sie läßt sich mit der Kohlenfeuerung nicht richtig verbinden; am meisten dürfte ihre weitere Einführung aber an dem Widerstand der Bedienungsmannschaften gescheitert sein,




2 D + D 1 Mallet-Gelenklokomotive der Southern-Pacific-Bahn.

die bei einer derartigen Anordnung des Führerhauses bei Unfällen wesentlich größerer Gefahr ausgesetzt sind, als in dem hinter dem Kessel liegenden Führerhaus. Tatsächlich ist ja bei den größeren Eisenbahnunfällen der letzten Jahre die Lokomotivmannschaft selten schwerer verletzt worden, soweit es sich um Schlepptenderlokomotiven handelte; dagegen ist, wie die Erfahrung gezeigt hat, bei Tenderlokomotiven — vor allem bei Rückwärtsfahrt — die Gefährdung wesentlich größer.

Bei der Southern Pacific Bahn liegen die Verhältnisse insofern günstiger wie bei den Italienischen Staatsbahnen, als die in Frage kommenden Lokomotiven mit Öl gefeuert werden und daher der Brennstoffvorrat auch bei der umgekehrten Stellung der Lokomotive im Tender belassen werden kann. Auch ist die Belegung der amerikanischen Strecken im allgemeinen schwächer als bei uns und damit auch die Unfallgefahr durch Zusammenstoß geringer. Die Southern Pacific Bahn scheint daher mit der genannten Lokomotivbauart zufrieden zu sein und hat neuerdings 10 derartige Lokomotiven mit der Achsanordnung 2 D + D 1 von Baldwin beschafft.

Die Lokomotiven sind für den Personen- und Güterzugverkehr über einen 224 km langen Streckenabschnitt bestimmt, der in beiden Richtungen lange Steigungen bis zu 26‰ aufweist. Da die Strecke außerdem eine größere Zahl von Tunnels besitzt, schien die genannte Sonderbauart besonders zweckmäßig.

Die Lokomotive ist eine der größten Gelenk-Lokomotiven Amerikas. Ihr Langkessel mit Kleinrohrüberhitzer besteht aus einem mittleren zylindrischen und zwei Kegelschüssen. Die Rauchkammer ist in ihrem vorderen, also dem Langkessel zu gelegenen Teil kräftig ausgeführt, um das Lager des hinteren Gelenkgestelles aufnehmen zu können; der hintere Teil ist leichter gehalten. Auf ihm sitzen hintereinander die beiden Schornsteine, da der Abdampf jedes Zylinderpaares durch je ein besonderes Blasrohr abgeführt wird. In die Abdampfleitung vom hinteren Zylinderpaar zum entsprechenden Blasrohr ist eine Dampfkammer eingebaut, aus welcher ein Teil des Dampfes für den Worthington-Einspritz-Vorwärmer entnommen wird. Der andere Teil wird unmittelbar aus den Ausströmkanälen des vorderen Zylinderpaares entnommen. Das Heizöl wird mittels Luftdruck vom Tender zum Führerstand geführt. Auch zum Einblasen in die Feuerbüchse dient Druckluft. Durch die Feuertüröffnung wird zusätzliche Verbrennungsluft eingeblasen. Der Eintrittsquerschnitt der gesamten zugeführten Luftmenge beträgt etwa 30% des freien Rauchgasquerschnittes in den Rohren.

Sämtliche Achsen jedes Gelenkgestelles, auch das führende Drehgestell, sind untereinander durch Ausgleichhebel verbunden. Zur Verbindung der beiden Gestelle dient ein kugelig beweglicher Zapfen. Die hintere Zylinderverbindung ist mit dem hinteren Rahmenteil, der auch die Kupplung mit dem Tender und den Drehzapfen der Bisselachse trägt, in einem Stück gegossen. Die größte Füllung beträgt 70%.

Die Zylinder werden paarweise durch Nathan-Ölpumpen geschmiert, die an den Gleitbahnträgern angebracht sind und von den Schwingen angetrieben werden. Von jeder Pumpe gehen 4 Leitungen zu den Schiebern und Zylindern, die 2 restlichen zu den unteren Gleitbahnen. Zur Schmierung der Luft- und Wasserpumpen dient ein Auftrieböler im Führerhaus. Eine Reihe von Triebwerkteilen sowie der Gelenkzapfen und die Dreh- und Bisselgestellzapfen werden mit Fett geschmiert. Die vorderen Räder des führenden Drehgestelles, die führenden Kuppelräder beider Gelenkgestelle und die Räder der Bisselachse haben Spurkranzschmierung. Die Lager der Lokomotivachsen können mit Wasser gekühlt werden.

Die Luft- und Speisewasserpumpen, der Turbogenerator, Bläser und Pfeife arbeiten mit überhitztem Dampf. Bemerkenswerterweise sind sämtliche Sandrohre unter die Kesselverkleidung gelegt, wie sich überhaupt neuerdings in Amerika ein gewisses Bestreben zeigt, die Lokomotiven äußerlich etwas gefälliger zu gestalten.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive und des sechsachsigen Tenders sind:

| | | |
|---|---|---|
| Kesselüberdruck p | 16,5 | at |
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck, d | 4×610 | mm |
| Kolbenhub h | 813 | „ |
| Kesseldurchmesser, außen, größter | 2692 | „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 3251 | „ |
| Feuerbüchse, Länge×Weite | 4982×2597 | „ |
| Heizrohre, Anzahl | 91 | Stück |
| „ Durchmesser | 57 | mm |

| | | |
|---|---|---|
| Rauchrohre, Anzahl | 240 | Stück |
| „ Durchmesser | 89 | mm |
| Rohrlänge | 6706 | „ |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 48,0 | m² |
| „ „ Rohre | 556,0 | „ |
| „ des Überhitzers | 277,0 | „ |
| Heizfläche im Ganzen H | 881,0 | „ |
| Rostfläche R | 12,9 | „ |
| Durchmesser der Treibräder D | 1613 | „ |
| „ „ Laufräder vorn | 838 | mm |
| „ „ „ hinten | 914 | „ |
| Fester Achsstand | 3454 | „ |
| Achsstand der Kuppelachsen | 13589 | „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 20396 | „ |
| „ „ „ „ einschl. | 32442 | „ |
| Reibungsgewicht G | 215,5 | t |
| Achsdruck der vorderen Laufachsen | 39,4 | „ |
| „ „ hinteren „ | 23.8 | „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 278,7 | „ |
| Dienstgewicht des Tenders | 132,2 | „ |
| Vorrat an Wasser | 61 | m³ |
| „ „ Brennstoff (Öl) | 18,4 | t |
| Zugkraft Z | 51100 | kg |
| H:R | 68,3 | |
| H:G | 3,16 | m²/t |
| H:Gi | 4,1 | „ |

(Railw. Age 1928, II. Halbj., Nr. 24) R. D.

## Neuere Drehstromlokomotiven der italienischen Staatsbahnen.

Die italienischen Staatsbahnen betreiben seit etwa drei Jahren eine Versuchstrecke Rom—Tivoli—Salmona mit Drehstrom von 10 kV Fahrdrahtspannung und der industriellen Frequenz von 45 Hertz. Dies bedingt grundsätzlich andere Lokomotivtypen als die bisher für 3600 Volt und $16^2/_3$ Hertz ausgeführten. Erstens muß wie bei Einphasenlokomotiven ein Haupttransformator für die volle Lokomotivleistung auf der Lokomotive angeordnet werden und zweitens können die Fahrmotoren nicht mehr unmittelbar sondern nur noch über Vorgelege auf die Kuppelrahmen arbeiten, da hochpolige Motoren zuviel Blindstrom aufnähmen und für den Bahnbetrieb zu wenig überlastbar wären. Bei den 1926 gebauten Schnellzuglokomotiven Type 1 D 1 mit 94,4 t Dienstgewicht arbeiten zwei halbhoch in Maschinenmitte angeordnete Motoren doppelseitig über je ein Zahnradvorgelege der Übersetzung 1:2,25 auf zwei Blindwellen, von denen die Kräfte über einen flachen Kuppelrahmen üblicher Bauart abgeleitet werden. Der Haupt- und die Hilfstransformatoren, bzw. der Flüssigkeitsanlasser sind in zwei schmäleren Vorbauten untergebracht, an denen der Führer vorbeisieht, und denen wiederum halbhohe Vorbauten für die Kompressorgruppen und den Ölkühler des Haupttransformators vorgelagert sind. Über diesen stehen auf Gasrohrgestellen die Stromabnehmer. Da deren bisher übliche Einheitsbauart in Auslegerform der Fahrdrahtspannung von 10 KV nicht mehr genügte, mußten je zwei schmale Scherenstromabnehmer nebeneinander an jedem Lokomotivende angeordnet werden. Der Haupttransformator ist eine ölgekühlte Manteltype von 1840 bzw. 1600 V Unterspannung für Kaskaden- und Parallelschaltung der Motoren. Zwei eigene Hilfstransformatoren mit je einem Ölschalter versorgen die Hilfskreise mit 110 V. Der Ölschalter für den Haupttransformator hat Schutzwiderstände; ein unmittelbar nach ihm eingebauter Umschalter gestattet Umschaltung der Hochspannungswicklung von Stern auf Dreieck bei Betrieb mit 6 KV Fahrdrahtspannung. Die Drehzahlregelung der Fahrmotoren geschieht wie üblich durch Kaskaden- und Polumschaltungen.

Eine andere Schnellzuglokomotive von 90 t Dienst- und 66 t Reibungsgewicht, gleichfalls Type 1 D 1, von der Brown Boveri Mailand vier Stück gebaut hat, unterscheidet sich von der eben beschriebenen Ausführung nur unwesentlich. Bei einer Zahnradübersetzung von 43:116, also rund 1:2,7, sind anstatt der Ritzel die Vorlegeräder und zwar mit Wickelfedern gefedert. Der Haupttransformator liefert 940 V Unterspannung und besitzt eine Tertiärwicklung für 110 V, die die Hilfstransformatoren ersetzt. Auch eine Güterzuglokomotive Type E von 73 t ist bereits in Betrieb, bei der sogar die Beleuchtung an diese Tertiärwicklung angeschlossen ist. Ausgedehnte Anwendung finden im Gegensatz zu den für die Lokomotiven der DRG aufgestellten Grundsätzen elektropneumatische Schützen und Schalterbetätigungen.

Neben dem flachen Kuppelrahmen mit Kulisse ist in den Jahren 1927/28 der neue von Bianchi entwickelte Dreistangenantrieb eingeführt worden. Die Achse einer die beiden Motorkurbelzapfen verbindenden Kuppelstange bildet mit den Mittellinien zweier Schrägstangen ein gleichschenkliges Dreieck, dessen Spitze auf der Treibradkuppelstange in einem Treibradkuppelzapfenmittel liegt. Ein System von drei Gelenkhebeln umfaßt mit sechs Drehpunkten diesen Zapfen und verhindert die Einleitung vertikaler Kraftkomponenten in die Triebräder. Mit diesem als DRP 380044 eingetragenen Antrieb sind bis jetzt 40 Schnellzuglokomotiven 1 D 1 und 183 Güterzuglokomotiven E für 3600 V Fahrdrahtspannung und $16^2/_3$ Hertz ausgeführt worden.

(Elektr. Bahnen 1929, Heft 2.) Sch-l.

## Beschleunigung der Lokomotivausbesserung bei den italienischen Staatsbahnen.

Wie bei der Deutschen Reichsbahn, sind auch bei der italienischen Staatseisenbahn wesentliche Fortschritte bei der Ausbesserung der Lokomotiven erzielt worden. Vor fünf Jahren bedurfte eine Lokomotive zu ihrer Hauptausbesserung durchschnittlich 186 Tage und eines Kostenaufwandes von durchschnittlich 1703 Lire/t; heute sind es nur mehr 1384 Lire/t und auch die Dauer ist allmählich bedeutend gesenkt worden. Durch Vermeidung jeder Verzögerung bei Inangriffnahme der Arbeiten, Bildung von Facharbeitergruppen und Einführung eines Prämiensystems gelang es bereits, durchschnittlich 100 Tage zu erreichen. Diese immer noch zu lange Dauer war durch die Kesselausbesserung bedingt. Erst als man die Kessel gegen andere austauschte, und dies später auch auf Radsätze und Triebwerksteile ausdehnte, konnte die Ausbesserungsdauer weiter wesentlich herabgedrückt werden, je nach der Lokomotivgruppe und dem Ausbesserungswerk auf 14 bis 60 Tage. Da jedoch die rund 6000 italienischen Lokomotiven aus über 100 Gruppen bestehen, hätte die allgemeine Einführung des Austauschbaus zu große Bestände an Kesseln usw. verlangt. Durch besondere organisatorische Maßnahmen hofft man aber auch Lokomotiven samt ihren eigenen Kesseln innerhalb eines Monats ausbessern zu können.

Die Lokomotiven werden sofort nach ihrer Einlieferung in weniger als einer Stunde mit Hilfe kräftiger Wasser- und Dampfstrahlen im Freien gereinigt. Sechs Mann montieren den Kessel ab, weitere vier bis acht, je nach der Lokomotivbauart, das Triebwerk, was nur einen Tag beansprucht. Der Kessel durchläuft in der Kesselschmiede eine Reihe von Arbeitsständen, die mit leicht zu handhabenden Werkzeugmaschinen und Druckluft- und elektrischen Werkzeugen in genügender Zahl ausgestattet sind. Ein Stand ist z. B. ausgerüstet mit je zwei Bohrmaschinen für die Löcher der Deckenanker, der rechts- und der linksseitigen Stehbolzen und mit je einer Bohrmaschine für die Stehkesselvorder- und Rückwand. Auf einem nächsten Stand werden mit ebenso vielen elektrischen Bohrmaschinen in die Löcher Gewinde geschnitten und die Stehbolzen eingedreht. So werden alle Arbeiten nach genau erwogenem Programm beschleunigt durchgeführt. Schn.

(Notiziario tecn. 1929 Juliheft.)

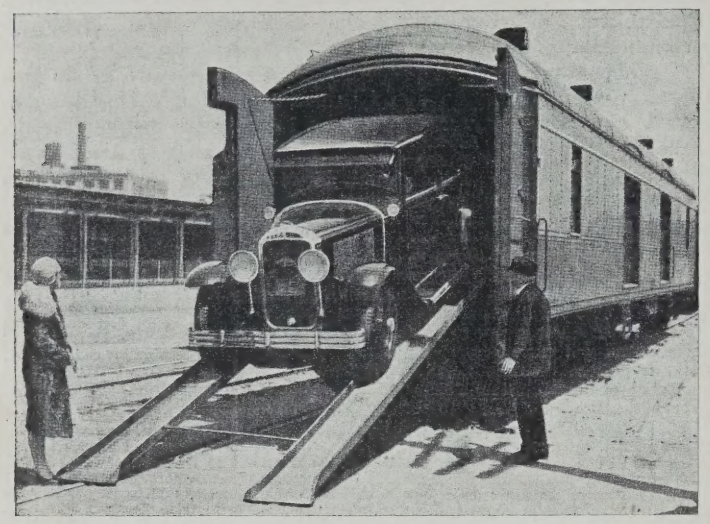
## Ausbesserungsstand der italienischen Lokomotiven.

In den zehn italienischen Ausbesserungswerken für Dampflokomotiven wurden im Jahre 1927/28 insgesamt 803 Lokomotiven gründlich überholt und weitere 985 untersucht. Der mittlere Aufenthalt einer Lokomotive in den Werkstätten betrug 84 Tage. Durchschnittlich waren zu gleicher Zeit stets 269 Lokomotiven dem Betrieb entzogen. Nachdem sich die Belegschaft der Werke von 4125 auf 3227 Mann ermäßigt hat, lassen diese Zahlen gegenüber dem Zustand von 1921/22 eine bedeutende Wendung zum Besseren erkennen. Damals betrug die mittlere Ausbesserungsdauer noch 183 Tage, also fast 2,2 mal soviel, und 466 Lokomotiven waren gleichzeitig dem Betriebe entzogen. Schn.

(Notiziario tecnico 1929, Nr. 2.)

### Gepäckwagen für Beförderung von Kraftwagen.

In dem Bestreben, jenen Fahrgästen, die am Ende einer längeren Eisenbahnfahrt ihren eigenen Kraftwagen benutzen wollen, die Mitnahme dieses Wagens zu erleichtern, hat die Southern Pacific Eisenbahn versuchsweise einen besonders ausgebildeten Gepäckwagen in Dienst gestellt (siehe Abb.). Die Stirnwände dieses Packwagens sind als zweiflügelige Türen ausgebildet. Auf einem Paar breiter U-Schienen läuft der Kraftwagen wie auf einer Rampe durch die Stirnwandöffnung in den Wagen. Bei geschlossenen Stirnwandtüren gestattet eine in den Flügeln untergebrachte zweiteilige Schiebetüre den Durchgang vom Zug in den Packwagen. Der Packwagen wird unmittelbar hinter der Lokomotive eingestellt.



Packwagen der Southern Pacific Eisenbahn für Kraftwagenbeförderung.

Die Reisenden geben am Fahrkartenschalter spätestens eine Stunde vor Abfahrt des Zuges an, daß sie ihren Kraftwagen mitzunehmen wünschen. Spätestens eine halbe Stunde vor Abfahrt des Zuges muß der Kraftwagen angeliefert werden. Der Wagen wird untersucht, offenkundige Schäden werden auf dem Beförderungsschein vermerkt, um spätere Schadenersatzansprüche hintanzuhalten. Der Brennstoff wird aus den Behältern gepumpt und die entfernte Menge ebenfalls auf dem Beförderungsschein vermerkt. Am Ankunftsort wird seitens der Bahn die gleiche Menge wieder in die Behälter gegeben. Der Kraftwagen darf beim Versand nur die Zubehörteile, kein sonstiges Gepäck, tragen. Die Beförderungskosten von San Francisco nach Del Monte, dem Ausgangspunkt für Ausflüge in den Josemite Park, betragen zwölf Dollar.

Man hofft durch diese Maßnahme einen Teil des Verkehrs von der Landstraße zurückzugewinnen. Eb.

## Betrieb in technischer Beziehung. Signalwesen.

### Betriebliche Neuerungen bei der Irischen Großen Südbahn.

Das 3520 km lange Netz der Irischen Großen Südeisenbahn-Gesellschaft umfaßt mit ganz wenigen Ausnahmen die gesamten Eisenbahnen des Freistaats Irland. Als man diese zu einem einheitlichen Netz zusammenfaßte, hoffte man, dadurch sehr erhebliche Ersparnisse erzielen und die wirtschaftlichen Schwierigkeiten, unter denen die bis dahin selbständigen Einzelnetze zu leiden gehabt hatten, beseitigen zu können. Diese Hoffnung hat sich nicht erfüllt. Die Eisenbahn leidet namentlich unter dem Wettbewerb des Kraftwagens, niedrige Einnahmen stehen hohen Ausgaben gegenüber, und man sieht sich genötigt, auf Maßnahmen zu sinnen, die den Betrieb verbilligen. Dazu gehört die Beseitigung des zweiten Gleises auf einigen Strecken, auf denen man mit einem Gleis auskommen zu können glaubt. Es handelt sich vor allem darum, die von Dublin nach Westen über Mullingar bis Athlone führende Strecke der ehemaligen Midland Great Western-Eisenbahngesellschaft (mit Ausnahme der ersten 15 km) einschließlich ihrer Zweigbahn Mullingar—Multyfarnham und ihrer Verzweigungen von Athlone nach Roscommon und Ballinasloe, sowie eine Strecke bei Limerick von zweigleisigem auf eingleisigen Betrieb umzustellen, zusammen 204 km. Neuzeitliche Betriebsformen, namentlich die neuzeitliche Ausgestaltung der Signale werden ermöglichen, auf der eingleisigen Strecke dieselbe Verkehrsmenge ohne Verzögerung durchzubringen wie bisher auf der zweigleisigen. Die Verwaltung stützt sich dabei auf die Erfahrungen, die sie mit dem Betrieb auf der Strecke Galway-Oranmore gemacht hat, wo seit 1927 eingleisiger Betrieb besteht.

Auf oben angeführten Hauptstrecken bleibt nur die Durchfahrt durch die Bahnhöfe Mullingar und Athlone zweigleisig; diese Bahnhöfe brauchen also nur insoweit umgebaut zu werden, als ihre zwei Gleise an den Ausfahrten in die eingleisige Strecke eingebunden werden müssen. 14 Ausweichgleise auf dieser Strecke, sieben auf den anderen werden Kreuzungen und Überholungen ermöglichen; sie können alle einen ganzen Zug aufnehmen. Die Bahnhofnebengleise sollen im allgemeinen erhalten bleiben, so daß auch in ihnen Züge aufgestellt werden können, die von anderen gekreuzt oder überholt werden. Auf eingleisiger Strecke können alle diese Gleise ohne weiteres für beide Richtungen benutzt werden, während auf der zweigleisigen Strecke solche Gleise, wenn sie nicht doppelt vorhanden sind, bei der Benutzung für die eine Richtung die Inanspruchnahme des zweiten Gleises nötig machen, wodurch der Betrieb mehr beengt wird als bei eingleisigem Betrieb. Auf der in Frage kommenden Hauptstrecke spricht für den Übergang zu eingleisigem Betrieb noch der Umstand, daß sich der Verkehr in den Hauptverkehrszeiten nur nach einer Richtung bewegt. Die Zeitschrift Modern Transport geht bei einer Schilderung des eingleisigen Abbaus bei der Irischen Südbahn sogar soweit, daß sie sagt, es sei zu erwägen, ob man nicht auf zweigleisigen Strecken, wo der Verkehr einseitig gerichtet ist, beide Gleise für den Verkehr in dieser Richtung einrichten sollte. Bedenken wegen der Betriebssicherheit können bei den heutigen Signaleinrichtungen nicht geltend gemacht werden; eine eingleisige Strecke ist heute in dieser Beziehung ebenso gut gesichert wie eine zweigleisige. Im Anfang des Eisenbahnwesens mag es richtig gewesen sein, zwei Gleise vorzusehen, um Zusammenstöße zu vermeiden, heute kann für die Frage: ein oder zwei Gleise? nur die Verkehrsbelastung der Strecke den Ausschlag geben.

Zur Sicherung des Betriebes auf der eingleisigen Strecke dient der elektrische Zugstab, Bauart Whitaker. Die Zugstäbe können vom Lokomotivführer aufgenommen werden, ohne daß der Zug anzuhalten braucht. Während gewisser Stunden des Tages werden die Blockeinrichtungen zwischen zwei Bahnhöfen ausgeschaltet, und in diesen Fällen werden die Züge durchgehend von einer besetzten Blockstelle zur anderen mit Hilfe des Zugstabs abgefertigt. Es sind besondere Vorkehrungen getroffen, um die dazwischen liegenden Blockeinrichtungen öffnen zu können, wenn etwa an Zweig- oder Nebengleisen Wagen abgesetzt werden sollen. Für die Personenzüge gilt in den Zeiten, wo die Zwischenblockstellen geschlossen sind, das unbedingte, für die Güterzüge das bedingte Verbot, weiter zu fahren, wenn die Blockeinrichtungen das Besetztsein der Strecke anzeigen. Die Signale stehen mit dem Zugstab in Verbindung. We.

### Vor- und Nachteile des Behälterverkehrs.

Bei einer Sitzung von Eisenbahnfachleuten in Mexiko-City im Juni d. J. kam auch die Angelegenheit „Behälterverkehr" zur Sprache. Dabei wurden folgende Vor- und Nachteile des Behälterverkehrs festgestellt:

Vorteile:

1. Verminderung der Ausgaben bei der Güterabfertigung,
2. Verringerung der allgemeinen Geschäftsunkosten,
3. Herabsetzung der Verlustforderungen und Schadenersatzansprüche,
4. Verminderung der Rangierkosten,
5. Wegfall von Diebstählen,
6. Möglichkeit der Erhöhung der Leistung an den Strecken ohne gleichzeitige Vermehrung der Stationsausgaben,
7. Verminderung der Kosten für Instandsetzung der Wagen,
8. Größere Ausnützung des Wagenparks,
9. Ersparnisse bei der Zugförderung,

10. Bessere Ausnutzung des Wagenraumes,
11. Verringerte Ausgaben für Packmaterial für die Verfrachter,
12. Schnellerer Zustellungsdienst.

Nachteile:

1. Die Notwendigkeit der Beschaffung von Sondereinrichtungen, Kranen usw,
2. Leerläufe,
3. Die Umständlichkeit die Güter in Ermanglung von Kranen zum Lagerhaus zu bringen,
4. Die wahrscheinliche Durchbrechung des bestehenden Tarifaufbaus,
5. Wagen- und Behälterverrechnungen,
6. Behälterinstandsetzungen,
7. Der Verlust an Frachteinnahmen durch verringerten Bedarf an Packmaterial,
8. Verdopplung der Leistungen bei Gütermengen unter einer Wagenladung, wenn nicht alle Frachtstücke in Behältern befördert werden können,
9. Die Möglichkeit, daß die Bruttoeinnahmen durch ermäßigte Tarife vermindert werden, wenn sie nicht durch erhöhten Geschäftsbetrieb wettgemacht werden. Do.

(Railway Age, Juni 1929.)

## Zugtelephonie bei der Canadian National Railway (CNR).

Die CNR. beabsichtigt auf der etwa 700 km langen Strecke Toronto—Montreal Zugtelephoniedienst einzurichten, um den Reisenden in Zukunft vom fahrenden Zug aus Gespräche mit jedem gewünschten Teilnehmer der Bell-Gesellschaft (größtes Fernsprechbetriebsunternehmen Amerikas) zu ermöglichen. Im Mai 1929 wurde diese Zugtelephonieeinrichtung Eisenbahnfachleuten und Pressevertretern in einem mit etwa 60 km Geschwindigkeit fahrenden Zug auf der Teilstrecke Davenport-Allendale vorgeführt. Jedem Fahrtteilnehmer war Gelegenheit gegeben mit dem Eisenbahnbüro in Montreal zu sprechen. Die Verständigung vollzog sich ohne jegliche Schwierigkeit. Eine Ansage vom Zuge aus, welche auf den Rundfunksender der CNR. in Montreal übertragen wurde, konnte von den Fahrtteilnehmern am Radio mitangehört werden.

Außer dem Sender und Empfänger, in einem kleinen Raum eines Personenwagens untergebracht, war eine Landstation mit gleichem Sender und Empfänger nahe bei Toronto eingerichtet. Die Empfänger waren den Rundfunkempfängern ähnlich. Die Sender hatten eine Gesamtleistung von 50 und eine Antennenleistung von 35 Watt. Sie arbeiteten mit 80 kc und 160 kc (Trägerfrequenzen), was einer Welle von 3748 bzw. 1874 m entspricht. Die Anrufsignale wurden durch Impulse mit 1000 H. gegeben. Als Stromquelle wurden für die Heizung des Verstärkers die Wagenlichtbatterie und als Anodenbatterie ein 800 Volt-Sammler benützt. Bei der endgültigen Einrichtung soll der 800 Volt-Sammler durch einen Motor-Generator ersetzt werden. Beim Sprechen wurden die Wellen von der Wagenantenne ausgestrahlt und durch die an der Bahnlinie entlangführenden Telephon- und Telegraphendrähte bis zu dem Empfänger der Landstation weitergeleitet. Dort, wo die Telephon- und Telegraphendrähte mehr als 60 m senkrechten Abstand von der Bahn hatten oder verkabelt waren, wurden Ersatzleitungen gespannt.

Die Zugtelephonie der CNR. unterscheidet sich nach Angabe des Verfassers von der in Deutschland eingerichteten hauptsächlich in zwei Punkten:

1. Bei der deutschen Zugtelephonie wird ein und dieselbe Trägerfrequenz sowohl für Sender und Empfänger benützt. Der Sprecher muß daher während des Gespräches eine Sprechtaste drücken und sie wieder loslassen, wenn er hören will, während der Sprechvorgang bei der Zugtelephonie der CNR. der gleiche ist wie auf normalen Fernsprechleitungen.

2. Bei der CNR.-Zugtelephonie wird nur ein Wagen und zwar mit 8 Antennendrähten von je 20 m Länge (2,8 mm Durchmesser) bespannt. Die deutsche Zugtelephonie-Antenne erstreckt sich über zwei Wagen und macht daher beim Kuppeln umständliche Antennenverbindungen notwendig.

Die Kosten eines Zugtelephoniegesprächs stellen sich voraussichtlich nur um 20 % höher als die für ein gewöhnliches Gespräch. Do.

(Railway Age 1929, Nr. 19.)

## Italienische Versuche mit der neuen Zugvorrichtung für 65 t.

Nach den neuen internationalen Vereinbarungen müssen die Kupplungslaschen mindestens 65 t, alle übrigen Teile einer normalen Schraubenkupplung, wie Spindel, Bügel, Mutter, Zughaken und Zughakenbolzen mindestens 70 t Bruchbelastung aushalten. Das Versuchsamt der italienischen Staatsbahnen hat nun neue Zugvorrichtungen mit gleichen Abmessungen aus verschiedenen nicht legierten Stahlsorten untersucht. Die Eigenschaften der Stähle waren folgende:

| Sorte | Streckgrenze kg/mm² | Zugfestigkeit kg/mm² | Dehnung % | Brinnelhärte |
|---|---|---|---|---|
| A | 27 | 46 | 24 | 100 |
| B | 33 | 62 | 18 | — |
| C | 41,4 | 66,5 | 17,5 | 160 |

Festgestellt wurde die Belastung, bei welcher die einzelnen Bauteile bleibende Formänderungen erleiden, sowie die Bruchbelastung. Soweit die letztere nicht erreicht wurde, ist die Belastung ermittelt, die zu einer Formänderung führte, welche die Unbrauchbarkeit des betreffenden Teiles bedingte. Bleibende Formänderungen traten bei dem weichen Baustoff schon verhältnismäßig früh ein. Die Hauptergebnisse der Versuche sind:

| Belastung beim Beginn bleibender Formänderungen kg Stahlsorte | | | Bruchbelastung kg Stahlsorte | | |
|---|---|---|---|---|---|
| A | B | C | A | B | C |
| **Kupplungslasche:** | | | | | |
| 19500 | 20750 | — | 32600 | 35000 | — |
| 17500 | 21750 | — | 32250 | 34200 | — |
| **Kupplungsspindel:** | | | | | |
| 33000 | 45000 | 50000 | 68000 | über 67500 | über 65600 |
| — | — | — | 68000 | „ 94500 | „ 93500 |
| **Kupplungsbügel:** | | | | | |
| — | — | — | 71150 | 92500 | 93500 |
| — | — | — | — | 94500 | 98000 |
| **Kupplungsmutter:** | | | | | |
| — | — | — | über 68000 | über 94500 | über 93500 |
| **Zughaken:** | | | | | |
| 24000 | 34000 | 44000 | 55400 [1] | 38000 [1] | 98000 |
| — | — | — | 64000 [2] | 56500 [1] | 102000 |
| — | — | — | 68750 [2] | 60000 [1] | 106000 [2] |
| — | — | — | — | 86500 [2] | — |
| **Zughaken (vergütetes Material):** | | | | | |
| 50000 | — | 75000 | 93250 [2] | — | 123000 [3] |
| **Vollständige Zugvorrichtung:** | | | | | |
| | | | Bruch einer Kupplungslasche bei | | |
| — | — | — | 64600 | 67500 | 65600 |
| — | — | — | — | 73000 | — |
| **Zughakenbolzen:** | | | | | |
| | | | Durchbiegung in mm bei 90000 kg Last: | | |
| — | — | — | 17,2 | 9,3 | 8,45 |

[1]) Bruchfläche zeigt Fehler.
[2]) Vollständig aufgebogen ohne zu brechen.
[3]) Versuch vorzeitig beendet.

(Riv. tecn. delle ferrovie ital., 15. Aug. 1929.) Schn.

## Bremsversuche in Amerika.

Die amerikanische Eisenbahnvereinigung (The American Railway Association) führt zur Zeit in einem weit gespannten Programm und mit großem Aufwand an Hilfsmitteln Bremsversuche auf der Siskiyon-Linie der Südpazifikbahn und zwar bei Eugene, Ore. durch. Diesen Fahrversuchen gingen Standversuche voraus, die auf der Purdue Universität in Lafayette Ind. mit vier verschiedenen Bremssystemen ausgeführt wurden. Dabei mußte ein Bremssystem wegen unzureichender Leistungen ausscheiden, so daß für die Fahrversuche nur noch drei Systeme, nämlich Standard Westinghouse Type K, Westinghouse Type F C-5 und Westinghouse Type F C-3 in Betracht kamen. Die Standversuche wurden an Zügen von 50 und von 100 Wagen ausgeführt, während für die Fahrversuche Züge bis zu 150 Wagen verwendet werden. Die 375 km lange Versuchsstrecke bietet bei Cresswell lange gerade Strecken, zwischen Ashland und Grants Paß mäßige Steigungen und zwischen Ashland und Hornbrook schwere Steigungen bis zu 3,3 v. H.

Nach dem Versuchsplan werden 171 Versuchsfahrten gemacht werden. Die Versuchszüge sind aus Tankwagen von je 37,8 m³ Inhalt zusammengestellt. An der Spitze und am Schlusse des Versuchszuges steht ein Meßwagen. Bei den 50 Wagenzügen sind außerdem noch drei Instrumentenwagen, bei den 100 Wagenzügen noch fünf Instrumentenwagen und bei den 150 Wagenzügen noch sieben Instrumentenwagen verteilt im Zuge eingestellt. Die Versuche werden für verschiedene Betriebsverhältnisse, also zum Beispiel für Abbremsen aus verschiedenen Geschwindigkeiten, für leere, geladene und gemischte Züge, für straff und lose gekuppelte Züge durchgeführt. Zwanzig mehrjährig geschulte Beobachtungsleute besetzen die Meßwagen. Vertreter der staatlichen Eisenbahnaufsichtsbehörde, der amerikanischen Eisenbahnvereinigung, der Eisenbahngesellschaften und der beteiligten Bremsfirmen nehmen an den Fahrten teil.

Um bei den Messungen von Ungenauigkeiten in der Bremsbedienung freizubleiben, wird die Bremsung selbsttätig am Beginn der Meßstrecke mittels eines Schleifkontaktes eingeleitet. Die in Abständen von 3 m aufgestellten Meßlatten gestatten die schnelle Ablesung des Bremsweges. Jeder Instrumentenwagen besitzt eine Farbpistole, die im Augenblick des Einfahrens der Lokomotive in die Meßstrecke und im Augenblick des Haltens der Lokomotive einen Schuß Farbe auf die Schienen abgibt. Durch Vergleich der Längen der einzelnen Teilstrecken kann auf die Lage der Zerrungen und Streckungen im Zuge geschlossen werden. Jeder Instrumentenwagen besitzt ein Schreibgerät, das selbsttätig den Druck in der Bremsleitung, in den Luftbehältern und im Bremszylinder, sowie die Betätigungszeit und die Bewegung des Bremsventils aufzeichnet. Das Schreibgerät ist in einer Wiege gelagert, um es von den Stößen und Erschütterungen des Wagens freizuhalten. Ein besonderes Instrument zeichnet neben der Bewegung des Bremsventils die Stöße und Zerrungen auf, die zwischen Instrumentenwagen und dem voraus laufenden Tankwagen auftreten. Im Meßwagen hinter der Lokomotive sind Zeit- und Geschwindigkeitsmesser, ferner Instrumente zum Aufzeichnen der Zugstangenbewegungen, des Druckes in der Bremsleitung, in den Haupt- und Hilfsbehältern, im Lokomotivbremszylinder, der Stellung des Bremsventils, der Zeit des Luftauslasses und der Zahl der Pumpenhübe untergebracht. Sämtliche Meß- und Instrumentenwagen sind durch Fernsprecher miteinander verbunden. Die elektrische Arbeit zum Antrieb der verschiedenen Apparate wird von einem Turbogenerator geliefert, der im ersten Meßwagen untergebracht ist und seinen Dampf von der Lokomotive erhält.

(Railw. Age, August 1929.) Eb.

# Buchbesprechungen.

**Dieselmaschinen IV.** Sonderheft der VDI-Zeitschrift. Din A 4, IV, 104 Seiten mit 260 Abbildungen. Broschiert ℛℳ 6,— (für VDI-Mitglieder ℛℳ 5,40). VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7, 1929.

Das Heft enthält die Veröffentlichungen der VDI-Zeitschrift aus den Jahren 1927 und 1928 und bietet damit einen schnellen Überblick über die wichtigste Literatur auf dem Gebiete der Verbrennungsmotoren.

**Hochdruckdampf II.** Sonderheft der VDI-Zeitschrift. Din A 4, IV, 168 Seiten mit 433 Abbildungen und 3 Tafeln. Broschiert ℛℳ 6,— (für VDI-Mitglieder ℛℳ 5,40). VDI-Verlag G.m.b.H., Berlin NW 7, 1929.

Dieses Sonderheft bringt als Fortsetzung des 1924 erschienenen ersten Hochdruckdampf-Sonderheftes eine Auswahl der wichtigsten Aufsätze aus diesem Gebiete, die seitdem in der VDI-Zeitschrift veröffentlicht worden sind. Die Aufsätze behandeln alle Teilfragen, die sich an die Erzeugung und Verwendung des Hochdruckdampfes knüpfen, d. h. die neuen Verfahren zur Erzeugung des Dampfes, den Einfluß hoher Dampfdrücke und Dampftemperaturen auf die Bauart der Kraftmaschinen, insbesondere auch im Eisenbahnwesen, sowie die Umgestaltung der industriellen Kraft- und Heizbetriebe durch die Möglichkeit, bei Verwendung von hochgespanntem Dampf Kraft- und Wärmeverbrauch in äußerst wirtschaftlicher Weise zu kuppeln.

**Der durchlaufende Träger.** Von Prof. Dr. Ing. Kleinlogel und Bauingenieur Gustav Sigmann. Berlin 1929, Verlag Wilhelm Ernst u. Sohn. 184 Seiten mit 200 Textabbildungen.

Das Buch behandelt einleitend den einfachen Balken als Glied des durchlaufenden Trägers. Für die Berechnung des durchlaufenden Trägers knüpft es an zwei Sätze von Mohr an, die sich dann als roter Faden durch die übrigen Entwicklungen ziehen. Der so gegründete und aufgebaute, allgemeine Teil ist durch eine wohltuende Klarheit und Durchsichtigkeit ausgezeichnet. Dabei paart sich Klarheit mit Kürze: Die Einführung umfaßt nur 48 Seiten und behandelt dabei noch den Einfluß von Stützensenkungen und einseitiger Erwärmung. Im Hauptteil sind dann fertige Formeln und Tabellen bei wechselnden Feldweiten, Trägheitsmomenten und Einspannungsverhältnissen gegeben, deren Gebrauch auch noch durch Zahlenbeispiele erläutert ist. So ist ein brauchbares Hilfsmittel für den entwerfenden Ingenieur entstanden, das insbesondere im Eisenbetonbau hochwillkommen sein wird. Dr. Bl.

**Der indizierte Wirkungsgrad der Gasmaschine** von Dr. Ing. Hermann Schnell. **Der Einfluß des Wärmeüberganges auf den indizierten Wirkungsgrad der Gasmaschine** von Dr. Ing. Eberhard Hecker (Heft 316 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens) Din A 4, IV, 34 Seiten mit 48 Abbildungen und 30 Zahlentafeln. Broschiert ℛℳ 6,50, für VDI-Mitglieder ℛℳ 5,85. VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7, 1929.

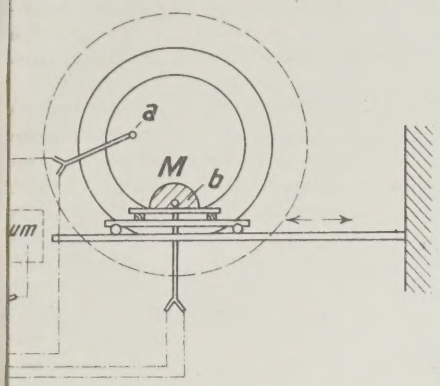
**Die internationale Reglung der Funktelegraphie und -telephonie** (Weltfunkvertrag Washington 1927) von H. Thurn, Ministerialrat im Reichspostministerium. IV, 97 Seiten, 1929, ℛℳ 8,40. Verlagsbuchhandlung Julius Springer, Berlin.

**Teubners Tabellenbücher für Schule und Werkstatt.** Heft M „Metallgewerbe" von W. Zimmermann, Berlin. Verlag B. G. Teubner, Leipzig. Kartoniert ℛℳ 1,40.

**Capelle, Dr. Ing. A. Baumann, Dr. Ing. Feindler.** Zugbildungskosten, Zugförderkosten und ihre Wechselbeziehungen. Sonderdruck aus der „Verkehrstechnischen Woche". Verlag Guido Hackebeil, Berlin.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

n offenen Windkanal.



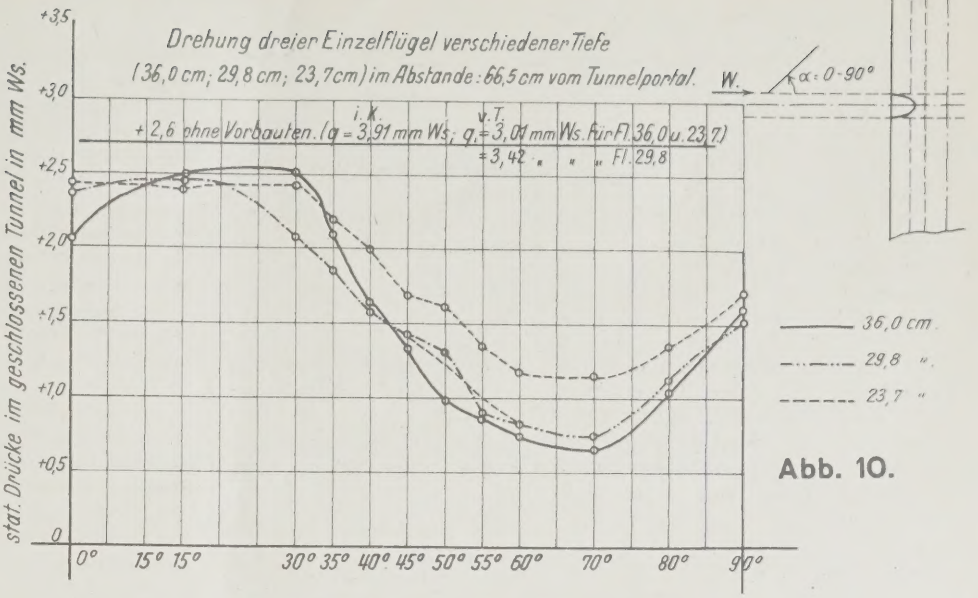




Abb. 10.

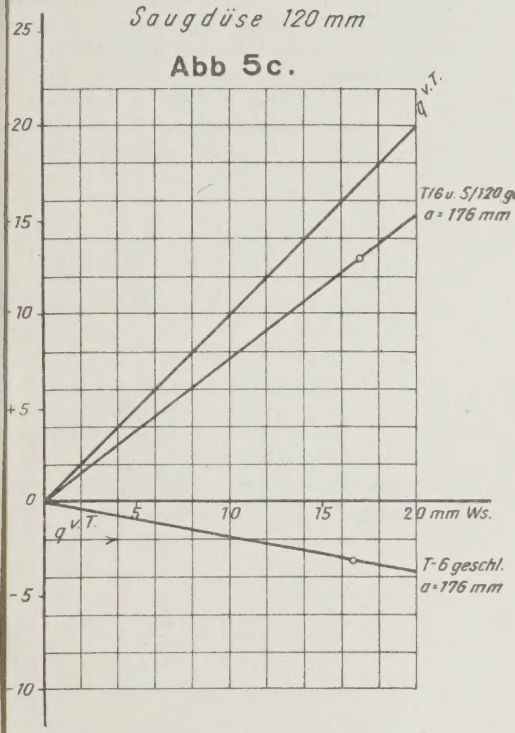
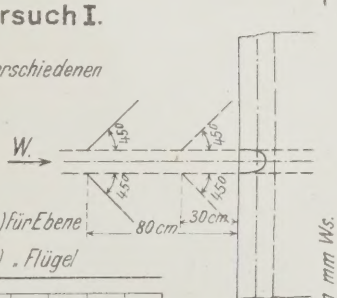



Abb 5c.

ung zum Modellversuch I.

benen gleicher Tiefe (23,7 cm) in verschiedenen
n vom Tunnelportal.




(q i.K. = 3,93; q v.T. = 3,18 mm Ws.) für Ebene
en (q i.K. = 3,91; q v.T. = 3,01 mm Ws.) „ Flügel

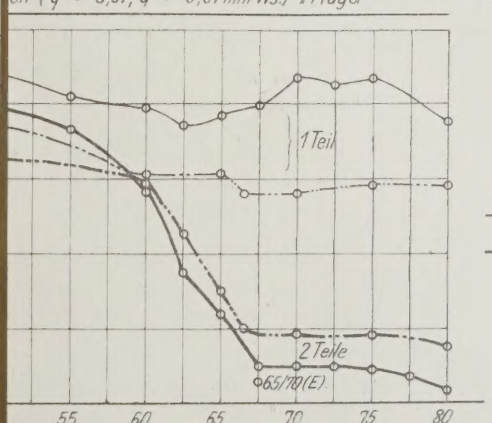
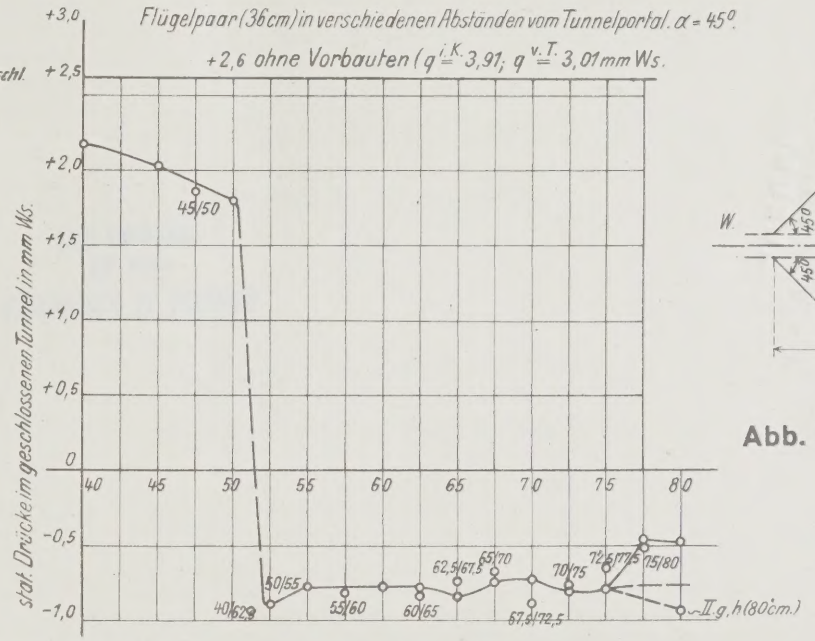



Abb. 7.



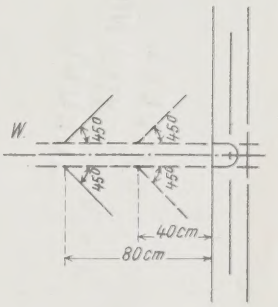
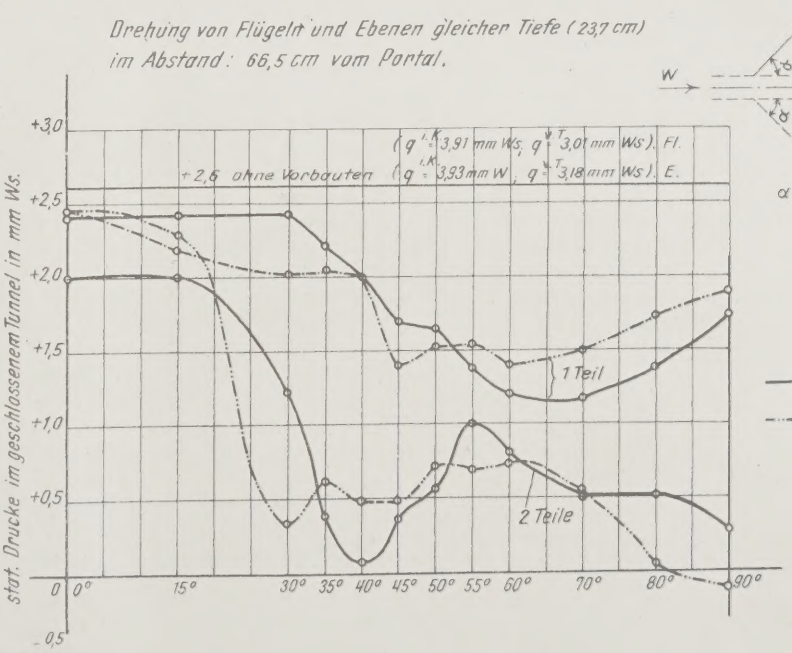




Abb. 9.



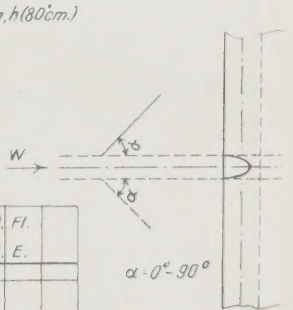




Abb. 8.

C. W. Kreidel's Verlag, München.

**Abb. 1. Zusammenstellung über den Kraftbedarf künstlicher Tunnellüftungen bei gleicher Lüftungsleistung. (Lüftungsgeschwindigkeit) $V_t$=3,0 m/sec.**

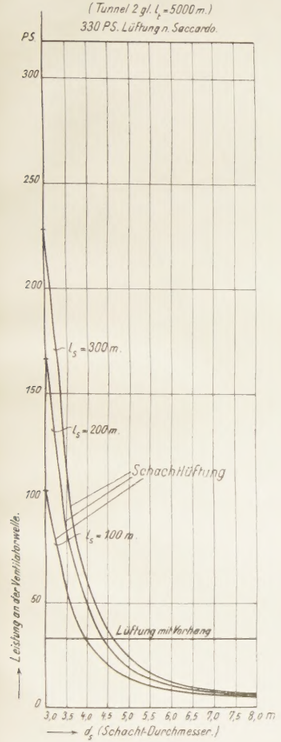
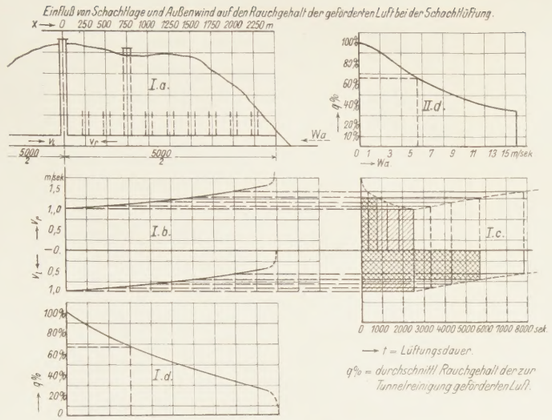
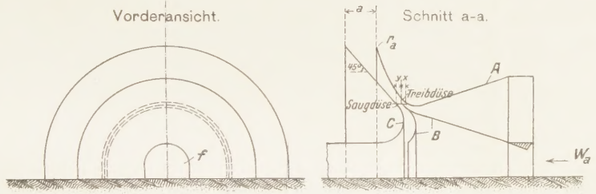



**Abb. 2.**



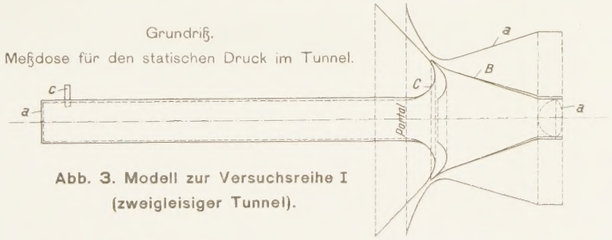
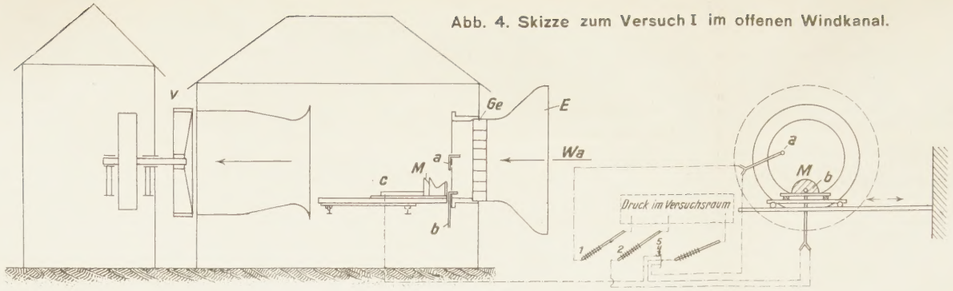



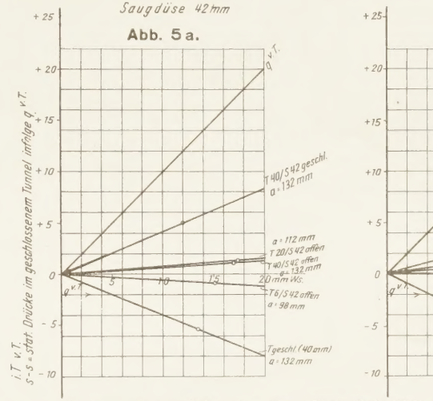

**Abb. 3. Modell zur Versuchsreihe I (zweigleisiger Tunnel).**

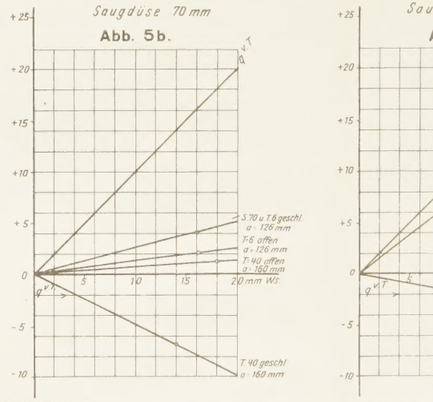
**Zum Aufsatz:**

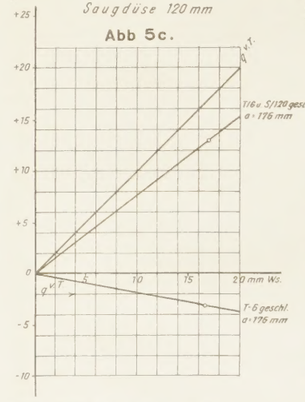
**Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll uud wirtschaftlich zu gestalten.**

**Abb. 4. Skizze zum Versuch I im offenen Windkanal.**




Bezeichnung: T 40 = Treibdüse mit x = 40 mm Düsenweite (s. Abb. 3)
S 42 = Saugdüse mit y = 42 mm Düsenweite

**Abb. 5a bis c: Zusammenstellung zum Modellversuch I.**

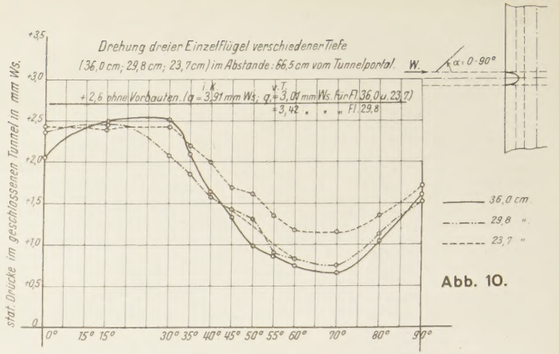



**Abb. 10.**

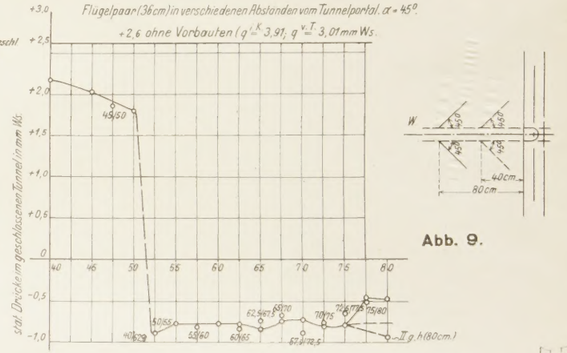






**Abb. 9.**

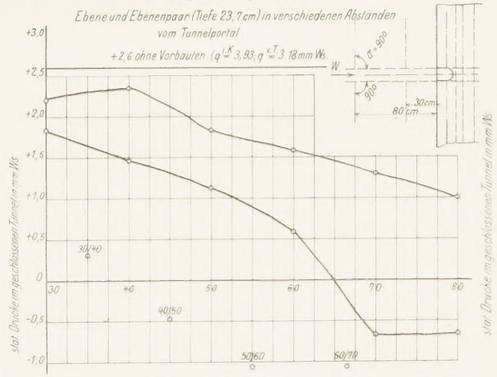



**Abb. 6.**

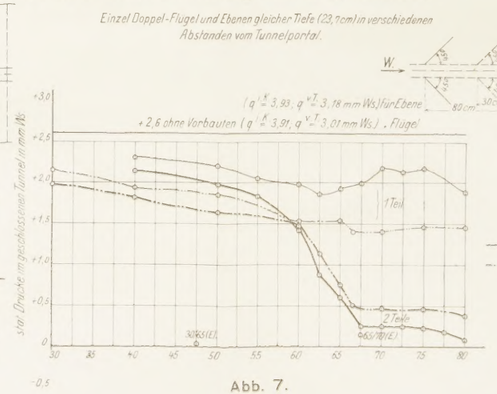



**Abb. 7.**

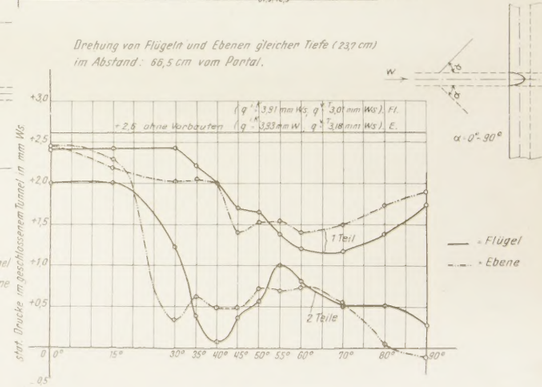



**Abb. 8.**

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag, München.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**85. Jahrgang** | **15. Januar 1930** | **Heft 2**


## Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten.


Von Regierungsbaumeister Dr. Ing. **Schmitt** in Essen.


Hierzu Tafel 1 bis 4.*)


Inhaltsangabe: Bei den vorhandenen Betriebslüftungen von Tunneln beeinflussen die auf die Portale wehenden Außenwinde die Leistung und Wirkung dieser Anlagen in erheblichem Maße ungünstig; durch Versuche wird nachgewiesen, daß Vorbauten, die profilfrei vor einem oder beiden Tunnelportalen aufgestellt werden, die schädlichen Windkräfte nicht nur vernichten, sondern sie sogar zu einer Mitwirkung in Richtung der künstlichen Lüftung heranziehen und zwar unter Bedingungen, die den praktisch zu stellenden Anforderungen weitgehend genügen. Im besonderen wird an der Hand von Betriebsergebnissen am Tauerntunnel dargelegt, daß die Lösung der genannten Frage für die Wirtschaftlichkeit der Betriebslüftung nach „Saccardo" von grundlegender Bedeutung ist.


### 1. Einleitung.

Im allgemeinen sind zur Lüftung der im Betriebe befindlichen Eisenbahntunnel, die auf die Tunnelöffnung wirkenden äußeren atmosphärischen Kräfte als natürliche Kraftwirkungen ausreichend, nämlich Wind, örtliches barometrisches und thermisches Druckgefälle sowie der im Tunnelinnern herrschende Auftrieb der erwärmten Luft. Kommen jedoch diese Einflüsse nur unvollkommen zur Wirkung oder übersteigt die Rauchentwicklung im Tunnel mit wachsendem Zugverkehr, besonders bei ungünstigen Steigungsverhältnissen, starken Zugbelastungen, schlechter Beschaffenheit der Heizstoffe u. dgl. ein gewisses Maß, so verlangen Rücksichten auf die betriebssichere Durchführung des Verkehrs, auf die Lebens- und Arbeitsfähigkeit der Bahnunterhaltungsrotten, im minderen Maße auch der Lokomotiv- und Zugbegleitmannschaft, sowie letzten Endes die Erhaltung des Oberbaues, die Einführung einer künstlichen Lüftung. Volle Beachtung verdient schon allein die Tatsache, daß die Erneuerung des Oberbaues im Tunnel bedeutend öfter stattfinden muß, als auf einer ebenso langen freien Strecke mit gleicher Verkehrsgröße (z. B. im Cochemer Tunnel**) bei einem Zugverkehr von täglich 70 Zügen etwa drei- bis viermal so oft). Dabei muß diese Arbeit bei schlechten Licht- und Sichtverhältnissen durchgeführt werden; stark erschwert ist auch die Anfuhr der dazu nötigen Ersatzstoffe. Aus alledem gewinnt man einen Maßstab für die Höhe der allein hierfür ständig aufzuwendenden Geldmittel, deren Herabsetzung nur durch eine Verbesserung der Luftverhältnisse im Tunnel möglich ist, also durch Verringerung der Rauchdichte, Trocknung und Kühlung der Luft. Da über diese Gesichtspunkte, die zwangmäßig auf die Einführung einer künstlichen Lüftung hinwirken, eine ausreichende Literatur (s. Literaturzusammenstellung) vorliegt, so genüge dieser allgemeine Hinweis.

### 2. Kurze Übersicht und Kritik der vorhandenen Lüftungssysteme.

Zur Betriebslüftung von Tunneln werden im wesentlichen drei Systeme angewendet:

1. Die Lüftung nach Saccardo,
2. „ „ mit Vorhang,
3. „ „ mittels eines Schachtes oder mehrerer Schächte.

Die Lüftung nach Saccardo. Bei diesem nach dem italienischen Erfinder Saccardo genannten System werden die Rauchgase durch die Stoßwirkung eines in Portalnähe eingebauten ringförmigen Luftstrahlgebläses durch den Tunnel nach dem Gegenportal gefördert. Dieses System ist, bis auf den später erwähnten Ausnahmefall, bisher nur in der Form des „einseitig drückenden Saccardo" ausgeführt worden (s. Textabb. 1).

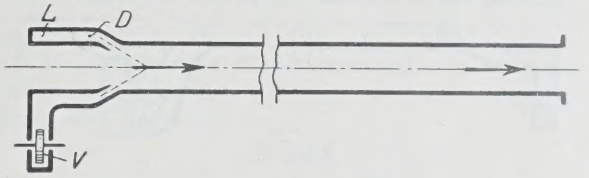



Abb. 1.

Dem Vorteile der profilfreien Anordnung des Gebläses, die eine Lüftung auch während des Zugverkehrs gestattet, steht ein geringer Wirkungsgrad der gesamten Anlage gegenüber. Die starke Herabsetzung des Wirkungsgrades entsteht durch die Verluste, die der vom Ventilator V erzeugte Druck auf dem Wege zur Luftkammer L erfährt, durch die ungleichmäßige Verteilung der Drücke in der Düse D und im besonderen durch den Energieverlust im Ringgebläse, das mit einem hohen, also ungünstigen Verhältnis: $\frac{\text{verengter Tunnelquerschnitt}}{\text{Düsenquerschnitt}}$ arbeitet. Den Mittelwert des Wirkungsgrades gibt E. Wiesmann für zweigleisige Tunnel mit 10%, für eingleisige

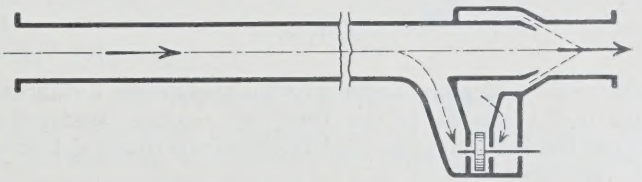


Abb. 2.

Tunnel mit 26% an. Nimmt man den durchschnittlichen Ventilatorwirkungsgrad, wie üblich, mit 60% an (etwa entsprechend dem praktisch eintretenden Mindestwert für Ventilatoren großer Luftleistung), so ergibt sich ein mittlerer Gesamtwirkungsgrad der Anlage, an der Ventilatorwelle gemessen, von nur 6% bzw. 16%.

Um die Rückstromverluste zu verringern, baute man im Piteccio-Tunnel den „einseitig saugenden Saccardo" (s. Textabb. 2).

Eine merkliche Verbesserung des Wirkungsgrades konnte diese Anlage nicht bringen, da in diesem Falle wohl der Rückstrom verringert wurde, ein Teil dieser Luft jedoch den Ventilator nochmals belastete und damit die Gesamtlüftungswirkung

*) Die Tafeln 2 bis 4 erscheinen im Heft 3.

**) Th. Heberle: „Die Luftverhältnisse im Kaiser-Wilhelm-Tunnel der Moselbahn". Wochenschrift für Bahnmeister, Jahrgang 1895, Nr. 15/16.

entsprechend verschlechterte. Hinzu kam der Nachteil, daß die Rauchmengen durch den Ventilator gesaugt wurden und somit auf diesen zerstörende Einflüsse ausüben konnten.

Dies sind die bisher ausgeführten Anlagen nach dem System Saccardo, die, sämtlich nach einer Richtung wirkend, die auf das Gegenportal anstehenden Winde überwinden müssen, um eine Lüftung zu erzielen. Man machte bei den ersten Ausführungen alsbald die Erfahrung, daß schon bei verhältnismäßig schwacher Gegenwirkung der Winde der Gesamtwirkungsgrad von 6% sich derart verschlechterte, daß überhaupt keine Luftförderung durch den Tunnel mehr eintrat und sich im Tunnel ein Rauchpfropfen bildete, dessen jeweilige Lage durch das Gleichgewicht der mechanisch erzeugten und der gegenwirkenden atmosphärischen Kräfte bestimmt ist. Der Wirkungsgrad sank also auf Null. Die zur Abhilfe dieses Übelstandes in der Literatur gemachten Verbesserungsvorschläge seien nachstehend aufgeführt (siehe E. Wiesmann).

Der „doppelseitige Saccardo in Druckkupplung" (s. Textabb. 3).

Die doppelseitige Anlage weist bei gleicher Lüftungsleistung einen besseren Wirkungsgrad auf als die einseitig arbeitende, da die hierbei etwa halb so großen Drücke in den

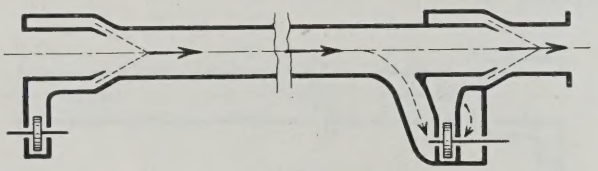


Abb. 3.

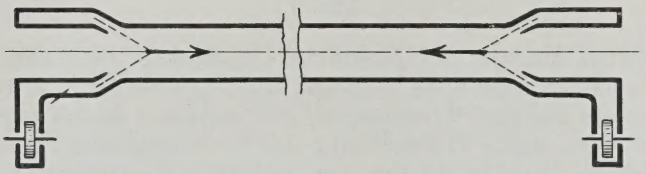


Abb. 4.

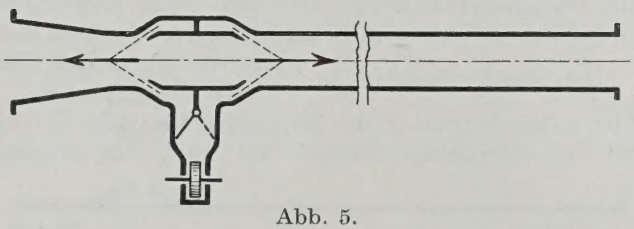


Abb. 5.

Luftkammern kleinere Luftgeschwindigkeiten im Zuführungskanal und besonders in der Düse verursachen, wodurch die entsprechenden Reibungs- und Rückstromverluste sich erheblich verringern.

Besteht nicht der Zwang, die Umgebung eines Tunnelportals vor Rauchbelästigung zu schützen, so bietet sich bei einer Verdopplung der Anlage eine weitaus bessere Lösung in dem Vorschlag des „doppelseitigen Saccardo" (s. Textabb. 4).

Dieser arbeitet mit zwei tunneleinwärts gerichteten Saccardogebläsen, von denen eines jeweils mit dem herrschenden Außenwinde betrieben werden soll. Die praktische Ausführbarkeit der letztgenannten beiden Anlagen scheitert offensichtlich an den hohen Kosten eines zweiten, mit Reserven auszuführenden Gebläses (Zusammenstellung der Anlagekosten ausgeführter Saccardolüftungen, s. Literatur unter Lucas).

In einem bemerkenswerten Vorschlag vereinigt Wiesmann diese Betriebsweise an einem Bauwerk, dem „doppeltwirkenden Saccardo" (s. Textabb. 5).

Um ein Saugen mit etwa gleichem Wirkungsgrade, wie auf Drücken zu erreichen, sieht er eine diffusorartige Erweiterung des Lüftungsportals vor. Jedoch bedingt die Ausführung dieser Anlage bei vorhandenen Betriebslüftungen einen Umbau, sowohl des Portals, als auch eines Teiles der Lüftungsanlage selbst. Die Anlage würde sich im übrigen dort verbieten, wo das Lüftungsportal in bewohnter Gegend gelegen ist, und der Rauchbelästigung wegen die künstliche Lüftung einseitig wirkend angeordnet werden muß.

Die Lüftung mit Vorhang (s. Textabb. 6).

Sieht man von den verhältnismäßig geringen Luftverlusten (3 bis 5%) ab, die durch Undichtigkeiten am Vorhang

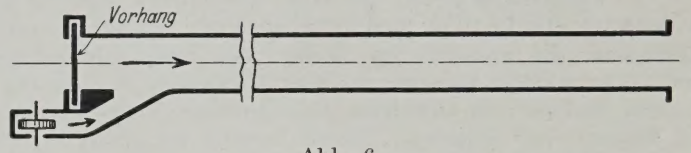



Abb. 6.

entstehen, so kann für die Kraftbemessung an der Ventilatorwelle ein Wirkungsgrad von 60% angenommen werden. Die Anlagekosten sind geringer als bei allen anderen Systemen; aber ein schwerwiegender Nachteil liegt darin, daß regelmäßig die Lüftungswirkung schon eine gewisse Zeit vor der Anfahrt des Zuges eingestellt werden muß und bis nach vollendeter Zugdurchfahrt unterbrochen bleibt, so daß sich also ein geringerer Gesamteffekt hinsichtlich der Luftverbesserung ergibt. Auch bei diesem System sind die auf das andere Portal anstehenden Gegenwinde zu überwinden, zu deren Bekämpfung ebenfalls ein mit ihrer Stärke erheblich wachsender Mehraufwand an Betriebskraft erforderlich ist. Immerhin bleibt diese Mehrleistung im Vergleich mit der Lüftung nach Saccardo innerhalb wirtschaftlich vertretbarer Grenzen.

Die Schachtlüftung (s. Textabb. 7).

Der Ventilatorwirkungsgrad sei wie vorher mit 60% angenommen. Die Schachtlüftung arbeitet im Betriebe am

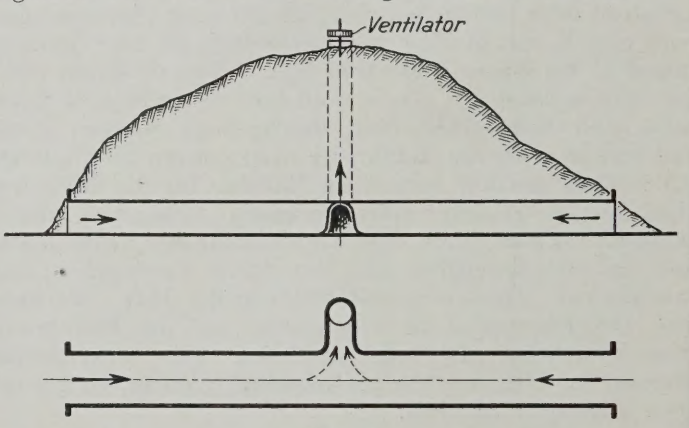



Abb. 7.

billigsten und beansprucht die geringste Wartung. Der natürliche Schachtauftrieb, der im Winterhalbjahr mitunter so bedeutend ist, daß die künstliche Lüftung ausgesetzt werden kann, ist ihr besonderer Vorzug, ebenso der Umstand, daß bei gleicher Lüftungsleistung gegenüber den anderen Systemen nur die Hälfte der Rauchmengen mit dem Oberbau in Berührung kommt. Von erheblicher Bedeutung für die Lüftungswirkung ist die richtige Lage und Querschnittsbemessung des Schachtes. Im allgemeinen wird man erst dann von der Schachtlüftung zu den anderen Systemen übergehen, wenn die mit der Tiefe erheblich wachsenden Erstellungskosten des Schachtes den Wettbewerb mit anderen Lösungen ausschließen.

Örtliche Verhältnisse bedingen mitunter eine abgeänderte Ausführungsform dieser Lüftung, wobei die Schachtlüftung mit besonderen Luftkanälen entsteht (s. Textabb. 8).

Sie beschränkt sich auf kurze Tunnel, bei denen eine günstige Schachtanordnung aus örtlichen Gründen nicht möglich ist, während zugleich die Kosten für den Mehrausbruch und den Ausbau eines besonderen Luftkanalquerschnitts nicht ins Gewicht fallen, oder wenn der abgetrennte obere Freiraum des normalen Tunnelquerschnitts eine Luftförderung bei erträglichem Druckverluste gestattet.

Eine derartige Anlage ist neuerdings auch in Druckkupplung ausgeführt worden (The Holland-Tunnel). Siehe Textabb. 8a: „Schachtlüftung mit besonderen Luftkanälen in Druckkupplung."

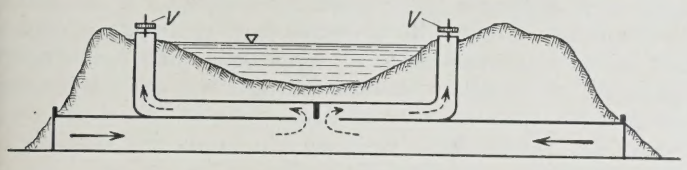



Abb. 8.

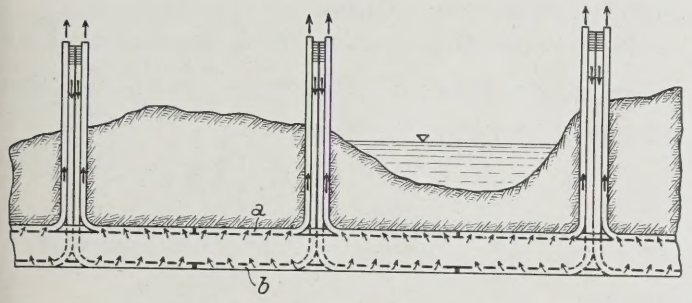



Abb. 8a.

Die hierbei beabsichtigte ständige und gleichmäßige Lufterneuerung auf der gesamten Tunnellänge erfordert die Förderung bedeutender Luftmengen. Im Gegensatz zu den vorgenannten Lüftungen wird die Luft senkrecht zur Tunnelachse in Bewegung gesetzt, und zwar durch zahlreiche, nahe beieinander liegende Öffnungen in den Lüftungskanälen a und b. Durch die Anwendung der Druckkupplung und die Unterteilung der gesamten Lüftung in einzelne selbständige Lüftungsabschnitte werden die Leitungsverluste in den Kanälen a und b in zweckmäßigem Grade herabgesetzt; denn einer im gleichen Sinne wirkenden Querschnittsvergrößerung der Kanäle würde ein erhebliches Anwachsen der Tunnelbaukosten gegenüberstehen. Der außergewöhnlich günstigen Lüftungsleistung entsprechen allerdings hohe Bau-, Betriebs- und Unterhaltungskosten.

Betriebsübersicht. In Abb. 1, Taf. 1 sind die Betriebskräfte, die für die einzelnen Lüftungssysteme an der Ventilatorwelle bei gleicher Lüftungsleistung ($V_t = 3$ m/sec) aufzuwenden sind, übersichtlich zusammengestellt, und zwar für den Idealfall, d. h. unter Vernachlässigung der in und außer dem Tunnel wirkenden meteorologischen Einflüsse. Die Zusammenstellung gilt für einen zweigleisigen Eisenbahntunnel (Querschnitt $F_t = 46$ m², Umfang $U_t = 26$ m, Tunnellänge $l_t = 5000$ m und Lüftungsgeschwindigkeit im Tunnel $v_t = 3$ m/sec). Als übliche Rechnungsgrundlage dienten die Formeln der Hydraulik für die strömende Bewegung von Flüssigkeiten in Rohrleitungen. In Anbetracht der geringen Betriebsdrücke (höchstens bis etwa 150 mm W.-S.) kann Volumenbeständigkeit der Luft angenommen werden. ($\gamma$ Luft $= 1{,}25$ kg/m³).

Allgemein bedeuten mit den Kennbuchstaben t für Tunnel und s für Schacht:

$l_t$, $l_s$ = Länge oder Höhe in m.
$v_t$, $v_s$ = Geschwindigkeiten in m/sec.
$F_t$, $F_s$ = Rohrquerschnitt m².
$U_t$, $U_s$ = Rohrumfänge in m.
$Q_t$, $Q_s$ = Fördermenge in m³/sec.
$h_t$, $h_s$ = Geschwindigkeitshöhe in mm W.-S.
$Z_t$, $Z_s$ = Reibungshöhen in mm W.-S.

Außerdem sei wie üblich:
$\lambda = 4\,\varrho = 0{,}025$ Reibungsziffer an der Tunnelwandung.
$\eta$ = Wirkungsgrade gemäß Übersicht.

Demnach ist der erforderliche Leistungsbedarf in PS

1. für die Saccardolüftung allgemein:

$$L_1 = \frac{Q_t\,(h_t + Z_t)}{\eta_1 \cdot 75} = \frac{Q_t}{\eta_1 \cdot 75} \cdot \frac{\gamma \cdot v_t^2}{2g}\left(1 + \varrho \cdot \frac{U_t}{F_t} \cdot l_t\right).$$

$$= \frac{F_t \cdot \gamma \cdot v_t^3}{\eta_1 \cdot 75 \cdot 2g}\left(1 + \varrho \cdot \frac{U_t}{F_t} \cdot l_t\right).$$

In Zahlen:

$$L_1 = \frac{46 \cdot 1{,}25 \cdot 3{,}0^3}{0{,}06 \cdot 75 \cdot 19{,}62}\left(1 + \frac{0{,}025}{4} \cdot \frac{26}{46} \cdot 5000\right) = 330 \text{ PS}.$$

2. für die Lüftung mit Vorhang

$$L_2 = \frac{L_1}{10} = 33 \text{ PS, da } \eta_2 = 10\,\eta_1.$$

3. für die Schachtlüftung

$$L_3 = \frac{Q_t}{\eta_3 \cdot 75} \cdot \frac{\gamma}{2g}\left[\left(1 + \varrho \frac{U_t}{F_t} \cdot \frac{l_t}{2}\right)\left(\frac{v_t}{2}\right)^2 + \left(\left\{1 - \frac{p}{100}\right\} + \frac{\lambda \cdot l_s}{d_s}\right) \cdot v_s^2\right]$$

worin p die prozentuale Rückgewinnung von $h_s$ durch den Schachtdiffusor bedeutet; es sei p = 50% angenommen. Außerdem wird angesetzt:

$$Q_t = v_t \cdot F_t;\; v_s = \frac{4 \cdot F_t \cdot v_t}{d_s^2 \cdot \pi}$$

und, um den Einfluß verschiedener Schachthöhen zu berücksichtigen, $l_s = 100\,x$

$$L_3 = \frac{F_t \cdot \gamma}{\eta_3 \cdot 75 \cdot 2g}\left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U_t}{F_t} \cdot \frac{l_t}{2}\right) \cdot \frac{v_t^3}{4} + \left(0{,}5 + \frac{\lambda \cdot 100x}{d_s}\right) \cdot \frac{16 \cdot F_t^2 \cdot v_t^3}{\pi^2 \cdot d_s^4}\right]$$

Nach Einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich:

$$L_3 = 4{,}32 + \frac{3025}{d_s^4} + \frac{15125 \cdot x}{d_s^5}.$$

Beispielsweise: $d_s = 3{,}0$ m; $x = 1$, so $l_s = 100$ m.

$$L_3 = 4{,}32 + \frac{3025}{81} + \frac{15125}{243} = \sim 104 \text{ PS}.$$

Der Übergang von $v_t$ in den Schacht ist vernachlässigt worden. Für Schachtdurchmesser von 3,0 bis 8,0 m und Schachthöhen von 100, 200 und 300 m wurden hiernach die Zahlenwerte errechnet und in der „Zusammenstellung über den Kraftbedarf künstlicher Tunnellüftungen bei gleicher Lüftungsleistung" aufgetragen.

### 3. Der Weg zur Hauptfrage.

Allen Systemen gemeinsam ist die Schwierigkeit, den stark wechselnden meteorologischen Kräften, im besonderen den auf die Tunnelportale wirkenden Winden, bei der Anordnung und dem Betriebe der künstlichen Lüftung gerecht zu werden. Offenbar erfüllt die Lüftung nur dann ihren Zweck, wenn sie imstande ist, den Tunnel bei jeder Wetterlage innerhalb einer bestimmten Zeitdauer zu reinigen. Welch bedeutende Leistungen die Bekämpfung der Außenwinde bei den einzelnen Lüftungssystemen erfordert und inwieweit die Außenwinde zur Verschlechterung der Lüftungswirkung beitragen, soll kurz erörtert werden.

Für die „Saccardo-Lüftung" geschieht dies an Hand der von R. Schumann angestellten Betriebsversuche an dem 8,85 km langen, zweigleisigen Tauerntunnel (Textabb. 9 und 10).

In Textabb. 9 sind als Abszissen die minutlichen Umdrehungszahlen des Ventilators und die dabei an der Ventilatorwelle aufgewandten Betriebskräfte in PS aufgetragen, als

Ordinaten die Luftgeschwindigkeiten im Tunnel, wobei die Null-Ordinaten allgemein die Geschwindigkeiten infolge der Gesamtheit der natürlichen Kräfte wiedergeben, im vorliegenden Falle jedoch als Wirkung entsprechender Außenwinde ($W_a$) gedeutet werden.

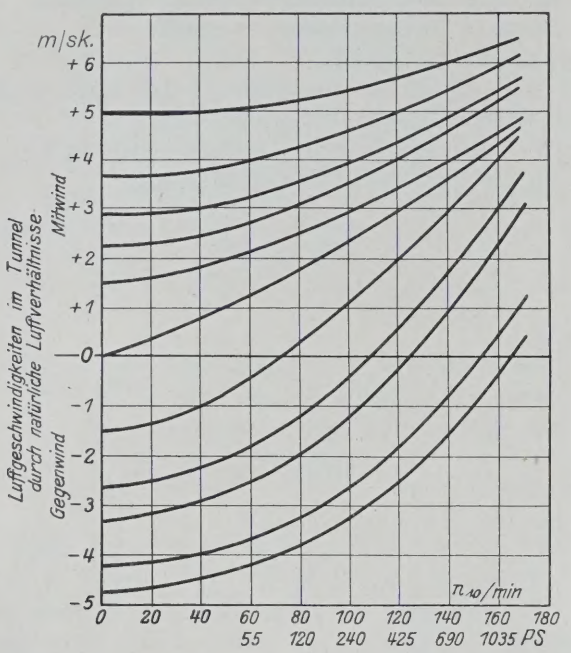



Abb. 9.

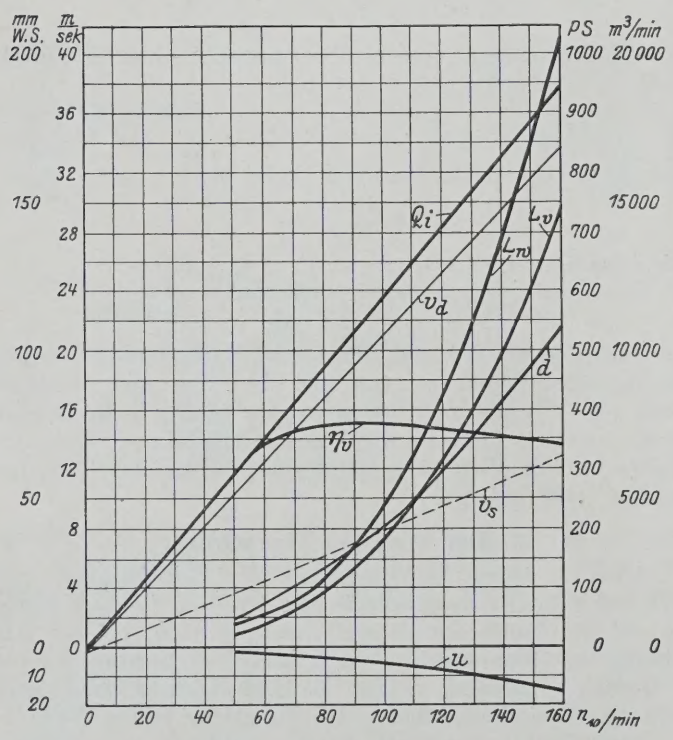



Abb. 10.

Um eine Lüftungsgeschwindigkeit $V_t = +3$ m/sec zu erreichen, werden benötigt:

| Außenwind | | Erforderliche | Mehr |
|---|---|---|---|
| $W_a$ m/sec | $V_{ta}$ m/sec | Leistung PS | % |
| 0 | 0 | 425 | — |
| −7,8 | −1,5 | 670 | +57,6 |
| −14,2 | −2,6 | 1035 | +143,5 |

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß die in Betracht gezogene Lüftungsgeschwindigkeit $V_t = 3$ m/sec an der unteren Grenze der für die Betriebslüftung von Tunneln als zweckmäßig festgesetzten Spanne $V_t = (2{,}5)$ 3,0 bis 6,0 m/sec bleibt.

Ist aber die Krafterhöhung einer vorhandenen Anlage nicht möglich, so wird die Anlage leicht wirkungslos. Ist beispielsweise eine Betriebskraft von 120 PS vorhanden, so würde durch diese ein $V_t = +1{,}8$ m/sec erzeugt werden. Bei einem Gegenwind $W_a = -5$ m/sec verringert sich die Lüftungsgeschwindigkeit auf $V_t = +0{,}8$ m/sec, um schließlich bei $W_a = \geq 8$ m/sec unter 0 zu sinken; die Anlage arbeitet nutzlos. In kürzeren Tunneln ($< 8{,}85$ km) tritt dieser Zustand schon bei entsprechend kleineren Gegenwinden ein.

Bei der „Lüftung mit Vorhang" ist der durch die Gegenwinde bedingte Lüftungsaufwand genau nur an Hand der Kennlinien des jeweils vorhandenen Ventilators oder der Ventilatorart zu berechnen. Um den Lüftungsaufwand angenähert zu ermitteln, berücksichtigen wir die infolge des Außenwindes eintretende Änderung der sog. gleichwertigen Öffnung des Tunnelrohrs durch eine Änderung des Ventilator-Wirkungsgrades.

Bei $W_a = 0$ soll $\eta_0 = 70\,\%$, bei $W_a = 15$ m/sec soll $\eta_{15} = 60\,\%$ angenommen werden.

Allgemein ist dann für einen zweigleisigen Tunnel mit $l_t = 5000$ m; $F = 46$ m²; $U = 26$ m; $\varrho = \frac{\lambda}{4} = \frac{0{,}025}{4}$ und einer Lüftungsgeschwindigkeit $V_t = 3$ m/sec

$$h = h_t + Z_t = \frac{\gamma \cdot v_t^2}{2g}\left(1 + \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U_t}{F_t} \cdot l_t\right) =$$

$$= \frac{1{,}25 \cdot 3{,}0^2}{19{,}62}\left(1 + \frac{0{,}025}{4} \cdot \frac{26}{46} \cdot 5000\right) = 10{,}75 \text{ mm W.-S},$$

außerdem:

$$h_{Wa=15} = \frac{1{,}25 \cdot 15^2}{19{,}62} = 14{,}35 \text{ mm W.-S},$$

also:

$$L_{Wa=0} = \frac{Q_t \cdot h}{\eta_0 \cdot 75} = \frac{3 \cdot 46 \cdot 10{,}75}{0{,}70 \cdot 75} = 28{,}3 \text{ PS}.$$

$$L_{Wa=15} = \frac{Q_t (h_t + h_{Wa=15})}{\eta_{15} \cdot 75} = \frac{3 \cdot 46 \,(10{,}75 + 14{,}35)}{0{,}60 \cdot 75} = 77 \text{ PS}.$$

Durch diese beiden Werte ist der Leistungsbedarf zur Überwindung der Gegenwinde ($W_a = 1$ m/sec bis 15 m/sec) bei konstanter Lüftungsgeschwindigkeit im $L - W_a$-Diagramm Textabb. 11 festgelegt.

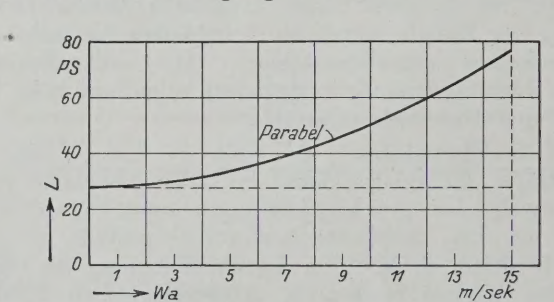



Abb. 11.

Zur Kennzeichnung des ungünstigen Einflusses des Außenwindes bei der „Schachtlüftung" ist die Leistung als Vergleichsmittel nicht mehr ohne weiteres anwendbar, da in diesem Falle der Wind stets in Richtung des künstlichen Luftzuges weht. Er bewirkt hier, auf die Gesamtlüftungszeit bis zur völligen Reinigung des Tunnels bezogen, eine Verminderung des Rauchgehaltes der durch den Schachtventilator geförderten Luftmenge. Um ein angenähertes Bild hiervon zu erhalten, sei angenommen, daß die von beiden Tunnel-

armen im Schachteinlauf zusammenströmenden Luftmengen im Verhältnis ihrer Geschwindigkeitshöhen $\frac{\gamma \cdot v_r^2}{2g}$ und $\frac{\gamma \cdot v_l^2}{2g}$ in den Schacht übergehen. In Wirklichkeit wird dieses Verhältnis sich nicht so einfach darstellen lassen, da es von der Form des Schachteinlaufes, von dem Verhältnis der Luftgeschwindigkeiten im Schacht $v_s$ und denen im Tunnel $v_r$ und $v_l$, sowie von einem gewissen Anteil der Wucht der zusammenströmenden Luftmengen, also den Produkten $l_r \cdot v_r^2$ und $l_l \cdot v_l^2$, beeinflußt wird.

Es sei auch hier der 5000 m lange zweigleisige Tunnel zugrunde gelegt; der Schacht sei also in Tunnelmitte angenommen, so daß der Schachtventilator im Tunnel beiderseits den gleichen Saugwiderstand zu überwinden hat. Er erzeuge dann im Schachteinlauf eine Depression h von solcher Größe, daß in jedem Tunnelarm eine Geschwindigkeit $v_r = v_l = v_m = 1$ m/sec entsteht. Der Rauchgehalt der geförderten Luft sei dann $q = 100\,\%$. Betrachtet wird also die günstigste Schachtlage im Idealfalle.

### I. Einseitige Schachtlage.

Wird die Depression h konstant erhalten und der Schacht aus der Mittellage um die Strecke x nach rechts verschoben (s. Abb. 2, Taf. 1), so ist:

$$h = \frac{\gamma}{2g} \cdot v_{rx}^2 \left(1 + \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U}{F} \cdot l_{rx}\right) = \frac{\gamma}{2g} \cdot v_{lx}^2 \left(1 + \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U}{F} \cdot l_{lx}\right)$$

woraus mit: $a = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U_t}{F_t}$

1) . . . . . $\frac{v_r^2}{v_l^2} = \frac{1 + a \cdot l_{lx}}{1 + a \cdot l_{rx}}$ und da $h = \text{const.}$

2) . . . . . $v_{rx} + v_{lx} = 2\, v_m = 2$ m/sec.

somit:

$$v_{rx} = \frac{2\, v_m}{1 + \sqrt{\frac{1 + a \cdot l_{rx}}{1 + a \cdot l_{lx}}}}.$$

Der durchschnittliche Rauchgehalt der bis zur gänzlichen Tunnelreinigung geförderten Luft ist:

$$q\,\%_0 = \frac{100 \cdot 2 \cdot Q_m \cdot t_m}{(Q_r + Q_l) \cdot t_l} = \frac{100 \cdot t_m}{t_l}.$$

Nachstehende Tabelle wurde mit Benutzung der Zahlenwerte von Seite 23 berechnet und auf Abb. 2, Taf. 1, Ia bis Id ausgewertet.

| x | $l_r = \frac{l}{2} - x$ | $l_l = \frac{l}{2} + x$ | $\sqrt{\frac{1+a \cdot l_r}{1+a \cdot l_l}}$ | $v_r$ | $t_r$ | $v_l$ | $t_l$ | $q\,\%_0$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 2500 | 2500 | 1 | 1 | 2500 | 1 | 2500 | 100 |
| 250 | 2250 | 2750 | 0,913 | 1,044 | 2150 | 0,956 | 2880 | 86,8 |
| 500 | 2000 | 3000 | 0,835 | 1,09 | 1835 | 0,91 | 3300 | 75,8 |
| 750 | 1750 | 3250 | 0,762 | 1,133 | 1546 | 0,867 | 3750 | 66,8 |
| 1000 | 1500 | 3500 | 0,688 | 1,184 | 1267 | 0,816 | 4300 | 58,2 |
| 1250 | 1250 | 3750 | 0,618 | 1,235 | 1012 | 0,765 | 4890 | 51,1 |
| 1500 | 1000 | 4000 | 0,548 | 1,29 | 777 | 0,71 | 5640 | 44,3 |
| 1750 | 750 | 4250 | 0,478 | 1,35 | 555 | 0,65 | 6550 | 38,1 |
| 2000 | 500 | 4500 | 0,405 | 1,422 | 351 | 0,578 | 7790 | 32,1 |
| 2250 | 250 | 4750 | 0,325 | 1,505 | 166 | 0,495 | 9600 | 26,0 |

### II. Wirkung einseitiger Außenwinde.

Ein auf das rechte Portal senkrecht auftreffender Wind $W_a$ erzeugt dort eine Pressung $h_{wa} = \frac{\gamma \cdot W_a^2}{2g}$. Der Unterdruck im Schachteinlauf ist:

$$h_m = \frac{\gamma \cdot v_m^2}{2g}\left(1 + \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U}{F} \cdot \frac{l}{2}\right) = \frac{1{,}25}{19{,}62} \cdot 1^2 (1 + 0{,}00354 \cdot 2500) =$$
$$= 0{,}629 \text{ mm W.-S.}$$
$$h_m = \text{konstant}$$

es ist dann

1. $\frac{h_l}{h_r} = \frac{h_m}{h_m + h_{Wa}} = \frac{v_l^2}{v_r^2}$ und wie vor:
2. $v_l + v_r = 2\, v_m = 2$ m/sec.

$$v_r = \frac{2\, v_m}{1 + \sqrt{\frac{h_l}{h_r}}}.$$

Der durchschnittliche Rauchgehalt ist wie unter I:

$$q\,\%_0 = 100 \cdot \frac{t_m}{t_l} = 100 \cdot \frac{v_l}{v_m}.$$

Siehe hierzu nachstehende Tabelle und Abb. 2, Taf. 1 unter II d.

| Wa | hWa | $\frac{h\,m^2}{he}$ | hr | $\sqrt{\frac{hl}{hr}}$ | vr | vl | q %0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0 | 0,629 | 0,629 | 1 | 1 | 1 | 100 |
| 1 | 0,064 | 0,629 | 0,693 | 0,953 | 1,023 | 0,977 | 97,7 |
| 3 | 0,574 | 0,629 | 1,203 | 0,723 | 1,16 | 0,84 | 84,0 |
| 5 | 1,595 | 0,629 | 2,224 | 0,532 | 1,305 | 0,695 | 69,5 |
| 7 | 3,13 | 0,629 | 3,759 | 0,409 | 1,417 | 0,583 | 58,3 |
| 9 | 5,175 | 0,629 | 5,804 | 0,329 | 1,505 | 0,495 | 49,5 |
| 11 | 7,74 | 0,629 | 8,369 | 0,274 | 1,570 | 0,430 | 43,0 |
| 13 | 10,78 | 0,629 | 11,409 | 0,2345 | 1,620 | 0,380 | 38,0 |
| 15 | 14,35 | 0,629 | 14,979 | 0,205 | 1,66 | 0,34 | 34,4 |

Aus dem Vergleich der Kurven geht hervor, daß beispielsweise einem Außenwind von 5,5 m/sec eine seitliche Verschiebung des Schachtes aus der Mittellage um $x = 0{,}15\,l = 750$ m entspricht und daß hierbei der Rauchgehalt der Förderluft nur noch 63% beträgt.

Bei der Lüftung nach „Saccardo" und „mit Vorhang", also bei den einseitig gerichteten Lüftungen, besteht demnach die zu lösende Aufgabe in einer möglichst weitgehenden Vernichtung der Windkräfte am Gegenportal. Bei der „Schachtlüftung" sind Windkräfte an beiden Portalen zu vernichten. Wirkt die Lage des Schachtes einseitig und unrichtig (unrichtig in den Fällen, wo die Schachtlage nicht den einen längeren Zeitraum umfassenden Mittelwerten der insgesamt wirkenden meteorologischen Kräfte entspricht), so muß die Windpressung am nächstliegenden Portal abgeschwächt werden, um die eintretende Ungleichmäßigkeit in der Rauchdichte auf ein Mindestmaß zurückzuführen. Wir stehen damit vor der Frage: „Ist es einwandfrei möglich, durch einfache, den Zugverkehr nicht behindernde Mittel die schädlichen Windkräfte zu vernichten oder sie sogar zu einer Mitwirkung an der künstlichen Lüftung heranzuziehen?" Aus der Größe der mit ihrer Lösung erreichbaren Verbesserung erkennen wir, daß es sich um eine Aufgabe von hoher wirtschaftlicher Bedeutung handelt. Diese Erkenntnis beruht mit auf der Erwägung, daß die früher erwähnten Verbesserungsvorschläge an der Kostenfrage scheiterten.

Da durch Einbauten im Tunnel bei dem geringen Raum, der frei zur Verfügung steht und bei den dort auftretenden kleinen Luftgeschwindigkeiten nur eine ungenügende Wirkung, wenn nicht sogar eine schädliche Luftdrosselung erzielt werden kann, kam der Verfasser darauf, die Lösung aller Schwierigkeiten in Vorbauten vor dem Tunnel zu suchen. Im Aerodynamischen Institut der Technischen Hochschule in Aachen wurden mit einem nach diesem Grundgedanken entworfenen Modell einige Versuchsreihen ausgeführt, deren Ergebnis nachstehend wiedergegeben ist. (Schluß folgt.)

# Die Entwicklung der Bahnerhaltungs-Kleinwagen bei den Österreichischen Bundesbahnen.

Von Ing. **Josef Beyer**, Zentralinspektor der Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen.

Der heute bei den Österreichischen Bundesbahnen in Verwendung stehende Kleinwagen für Bahnerhaltungszwecke (s. Abb. 1) hat ein Eigengewicht von etwa 550 kg und benötigt wegen der Notwendigkeit, ihn auf der Strecke auswerfen zu können, vier Mann zur Bedienung. Der Wagen hat einen Radstand von 1 m, eine Ladefläche von 2000 × 1550 mm und eine Tragfähigkeit von 4 t, die Plattform ist verhältnismäßig hoch gelegen, wodurch das Auf- und Abladen von schweren Gegenständen nicht unbedeutend erschwert wird. Bei langen Gegenständen, wie Schienen, bilden überdies die Bremskurbeln ein arges Hindernis. Die Reibungsverhältnisse der Gleitlager sind trotz Verwendung von Weißmetall sehr ungünstig, so daß zur Fortbewegung des Bahnwagens bei voller Belastung selbst auf horizontaler Strecke fünf bis sechs

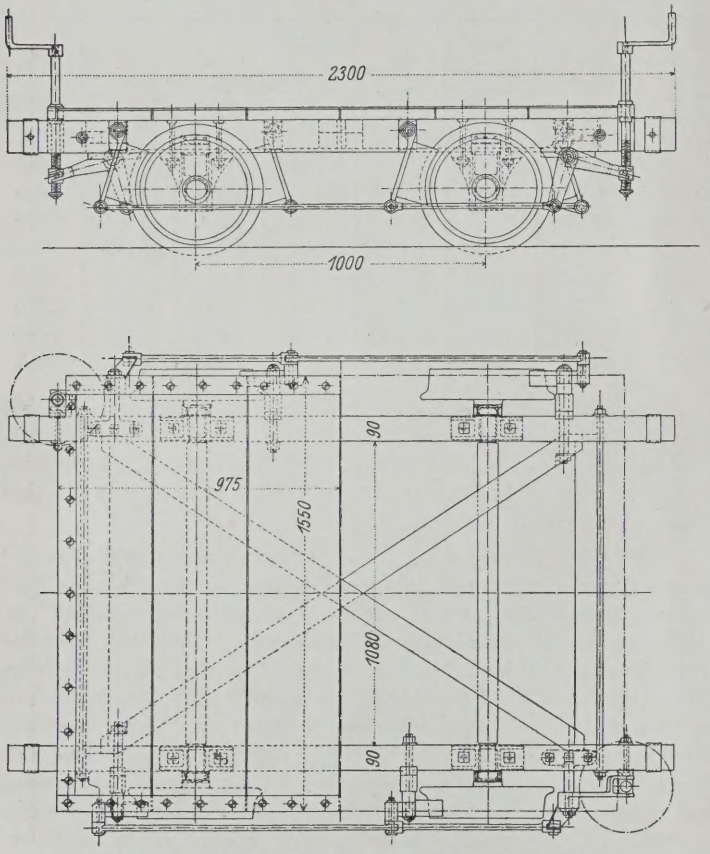



Abb. 1. Kleinwagen für Bahnerhaltungszwecke.

Mann benötigt werden. Das Verladen dieses Kleinwagens auf einen Eisenbahnwagen ist nur von einer Rampe aus möglich, was recht umständlich ist, weshalb der leere Wagen auch bergauf meist von mehreren Arbeitern geschoben oder gezogen wird.

Der so beschriebene Bahnwagen entspricht nicht mehr den heutigen Forderungen und Bedürfnissen mit Gut zu sparen und jeden unnötigen Kostenaufwand zu vermeiden. Dieser Erkenntnis zufolge wurde ein leichter beweglicher Bahnwagen für zweimännige Bedienung eingeführt, außerdem kamen Motorwagen zur Einstellung.

Die Konstruktion des Bahnwagens für zweimännige Bedienung (Patent Ing. Walter) mit einem Gewicht von 180 bis 200 kg ist aus der Abb. 2 zu ersehen. Er ist zerlegbar und besteht aus zwei Radsätzen, die durch zwei Winkeleisen in Entfernungen von 0,50 bis 2,50 m geklemmt werden können. Die Stahlgußräder sind in einem Gehäuse aus Elektron untergebracht und laufen in Kugellagern. Die Gehäuse mit den Rädern sind durch I-Träger verbunden, welche die Achsen ersetzen und gleichzeitig als Tragbestandteil zur Aufnahme von Schwellen, Schienen, Kisten oder einer Plattform geeignet sind. Die Oberkante der I-Träger liegt nur 39 cm über Schienenoberkante, so daß das Be- und Entladen des Wagens sehr leicht ist.

Ein einzelner Radsatz wiegt nur 80 kg. Ein Mann kann daher den Bahnwagen nach Zerlegung allein aus dem Gleis bringen. Die einzelnen Teile können am Bankett eines Dammes, in einer Tunnelnische untergebracht oder zur Beförderung mittels Zuges in jedem Gepäckwagen zugeladen werden.

Jeder Radsatz hat eine auf beide Räder wirkende Hebelbremse. Bei offener Bremse steht der Hebel nach oben, bei angezogener Bremse wagrecht. In letzterer Stellung verhindert er in keiner Weise das Verladen. Da dieser Wagen nur zwei statt vier Mann Bedienung erfordert, und vermöge seiner Lagerausbildung auch mit 4 t Belastung rascher fortbewegt werden kann, so erzielt man mit ihm eine mehr als 50 %ige Ersparung.

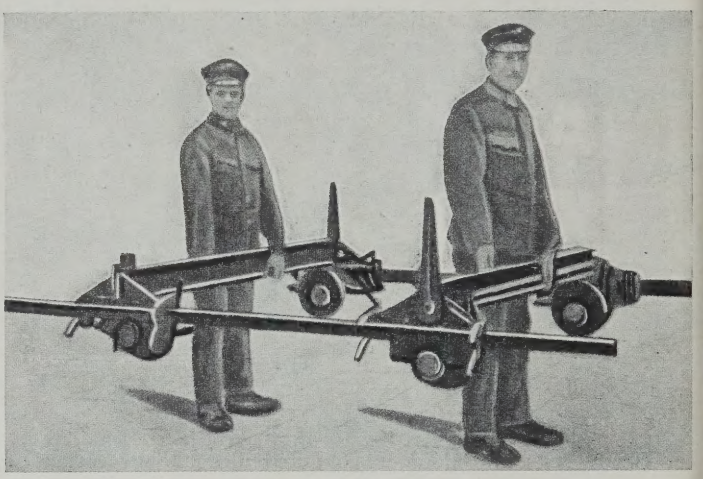


Abb. 2. Bahnwagen Patent Ing. Walter.

Der einzige Nachteil dieses Wagens ist, daß er ebenfalls von Menschenhänden geschoben werden muß, daher in der Wagrechten und auf Steigungen keine sonderliche Geschwindigkeit erreichen kann. Größere Geschwindigkeiten sind eben nur mit kraftbetriebenen Fahrzeugen zu erreichen. Die Österreichischen Bundesbahnen hatten bis 1926 einige Motorbahnwagen, die sich aber nicht einbürgern konnten, weil sie, um auf der Strecke von vier Mann ausgeworfen werden zu können, zu leicht gebaut, für die meisten österreichischen Strecken zu wenig leistungsfähig waren.

Da brachten die Austro Daimler-Werke in Wiener-Neustadt im Jahre 1926 erstmals eine Draisine auf den Markt, die in jeder Hinsicht den Anforderungen, die an ein derartiges Fahrzeug gestellt werden können, entspricht. Diese Draisine (s. Abb. 3) hat Platz für sechs Personen, einen Führer, Gepäck und Werkzeug. Zwei Sitzbänke für je drei Fahrgäste sind derart angeordnet, daß durch bloßes Umlegen jeweils sämtliche Fahrgäste in der Fahrtrichtung sitzen. Für den Führer sind zwei Sitze vorgesehen, die Bedienungs- und Bremshebel sind derart angeordnet, daß er sie in beiden Fahrtrichtungen gut bedienen kann. Der Begriff vorn und rückwärts gilt für dieses Fahrzeug nicht. Der Wagenaufbau hat drei Türen, je eine für die Fahrgastbänke und eine für den mittleren Führer- und Gepäckraum. Die Sitzanordnung der jeweils vorderen Fahrgastbank ermöglicht eine gute

Beobachtung des Oberbaues bis unmittelbar vor der Draisine, da vor den Sitzen keine störende Motorhaube oder ein sonstiger Aufbau angeordnet ist. Der Schwerpunkt der Draisine liegt außergewöhnlich tief, die Draisine läuft auch bei einer Geschwindigkeit von 60 km/Std. selbst in Kurven

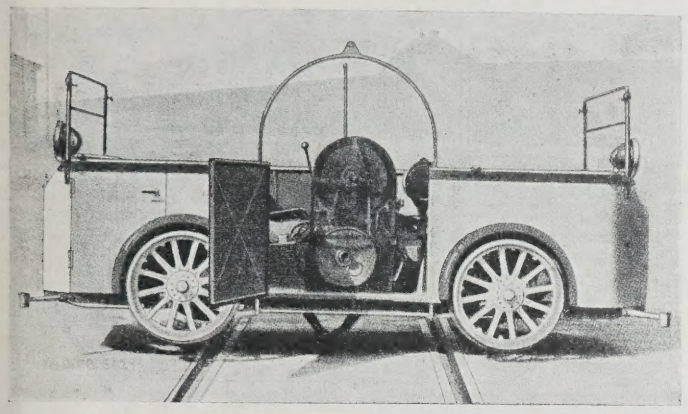


Abb. 3. Draisine.

ehr ruhig. Wegen ihres hohen Gewichtes (etwa 1200 kg) at die Draisine eine Aushebevorrichtung, die es zwei Bedienungsleuten ermöglicht, sie innerhalb 2 Minuten hochzuheben, zu wenden und aus dem Gleis zu bringen.

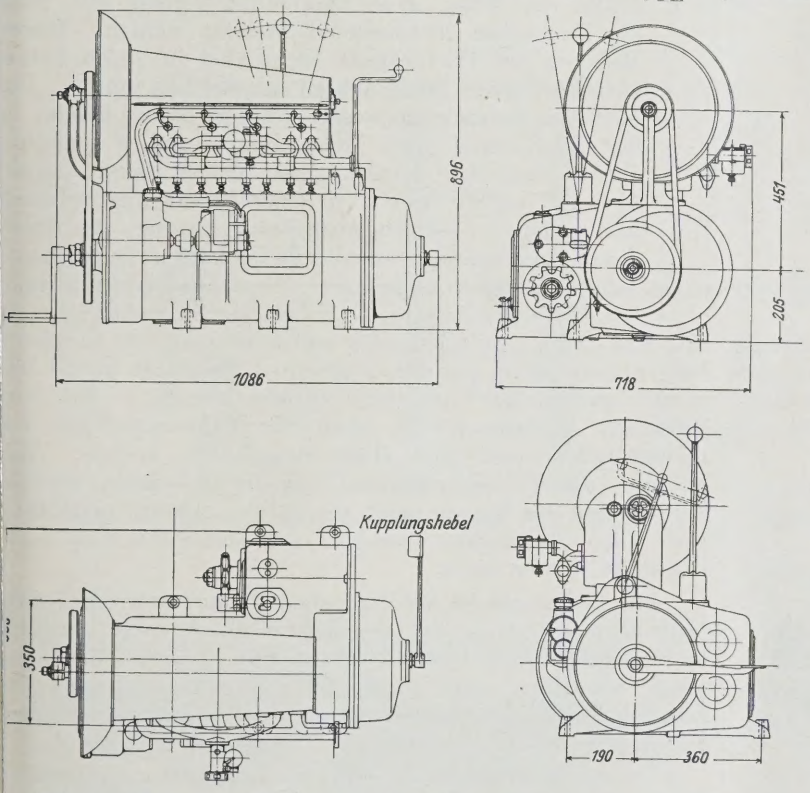



Abb. 4. Motor der Bahnerhaltungsfahrzeuge der Österreichischen Bundesbahnen.

Das beste an dieser Draisine ist aber der stets verläßlich beitende, also für den Bahnbetrieb besonders geeignete otor. Es ist ein vierzylindriger, luftgekühlter Verbrennungsotor mit einem im erweiterten Motorgehäuse untergebrachten eschwindigkeitsgetriebe für drei Vorwärts- und drei Rückärtsgänge, der bei 1000 Umdrehungen/Minute, deren Überhreitung durch einen auf der Magnetwelle angebrachten derbelasteten Regulator verhindert wird, eine Leistung on 12 PS ergibt.

Die Hauptabmessungen des Motors sind: Bohrung 80 mm, Hub 115 mm, Zylinderzahl 4, Gewicht 385 kg.

Die Zylinder stehen einzeln, haben Kühlrippen und sind von einem Blechmantel umschlossen, aus dem ein Ventilator die warme Luft absaugt. Der größte Wert der Luftkühlung

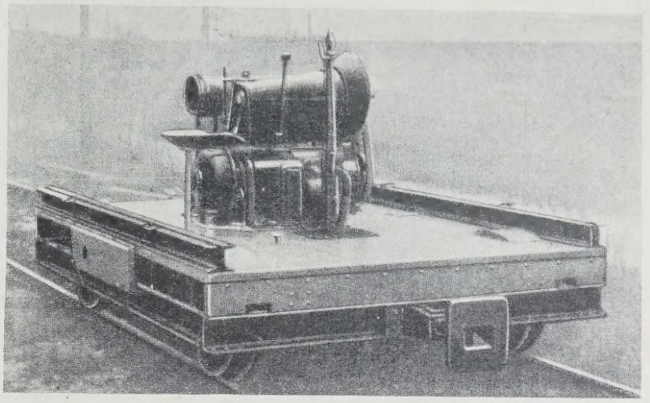


Abb. 5.

besteht für ein Fahrzeug, das von mehreren Personen bedient werden soll, darin, daß der Kühler, der immer ein empfindlicher Teil ist, samt Rohrleitungen und Wasserpumpe ganz entfällt und man der Sorge um die Füllung und rechtzeitige Entleerung der Kühlanlage enthoben ist. Hierdurch scheidet jede Frostgefahr im Winter, aber auch jede Störungsmöglichkeit aus, die durch Wassermangel und der sich daraus ergebenden Überhitzung im Sommer entstehen kann. Auch hat der luftgekühlte Motor besonders im Winter in einem viel kürzeren Zeitraum nach dem Ankurbeln die richtige Betriebstemperatur und damit die richtige Vollleistung. — Die Ausbildung dieses Motors kann aus der Abb. 4 ersehen werden.

Die vorzügliche Eignung dieses Motors für den Bahnbetrieb, seine kräftige Ausführung und Einfachheit, die es ermöglicht, daß nach kurzer Einschulung jeder Arbeiter mit einigermaßen guter Auffassung mit ihm umgehen kann, veranlaßten die Österreichischen Bundesbahnen, diesen Motor auch für die Fortbewegung von Bahnmeisterwagen zu verwenden. Nach 1926 wurde ein Bahnmeisterwagen mit einem Motor der vorbeschriebenen Art gebaut. Seine Abmessungen und sein Aussehen sind in den Abb. 5 bis 6 dargestellt.

Dieser Wagen hat einen Rahmen aus U-Eisen, Profil 14, der auf den auf Kugellagern laufenden Achsen mit Schraubenfedern tiefliegend aufgehängt ist.

Die Bremsen sind als Außenbackenbremsen ausgebildet und wirken unmittelbar auf die Laufräder. Durch einen Fußtritt wird die eine Achse und durch einen feststellbaren Handhebel die zweite Achse gebremst. Je eine Zugstange und ein Ausgleichhebel übertragen die Fuß-, bzw. Handkraft auf die vier Bremsbacken. Der Wagen hat ein Gewicht von etwa 1400 kg und eine Tragfähigkeit von 3,5 t. Um ihn auf der Strecke aus dem Gleis bringen zu können, hat er die gleiche Aushebevorrichtung wie die Draisinen. Sie besteht aus vier beweglichen Streben, welche gemeinsam an dem sogenannten Aushebeteller, einer kreisrunden Platte aus Stahlblech mit 250 mm Durchmesser, angreifen. Die ganze Anordnung gleicht einem umgekehrten vierbeinigen Stativ. Zwei von den Streben sind fest an die Querträger, auf welchen der Motor sitzt, angelenkt, während die zwei anderen durch

ein Querhaupt verbunden sind, das quer zur Fahrtrichtung durch eine Schraubenspindel bewegt werden kann. In der Ruhestellung ist das ganze System der vier Streben nahezu in Strecklage. Zum Ausneben wird durch Drehen der Schraubenspindel mit Hilfe einer Kurbel eine kniehebelartige Bewegung bewirkt, welche das Heben des Fahrzeuges mit verhältnismäßig geringem Kraftaufwand gestattet. Der Aushebeteller stützt sich dabei auf den festen Boden oder auf eine Unterlage, so daß der hochgehobene Wagen wie auf einer Drehscheibe beliebig gedreht und nach dem Niederlassen aus dem Gleis gefahren werden kann. Die Ruhestellung der Aushebevorrichtung ist gegen unbeabsichtigtes Senken während der Fahrt durch eine Klappe, die nach dem Abnehmen der Aushebekurbel von selbst in die Sicherungsstellung fällt, gesichert.

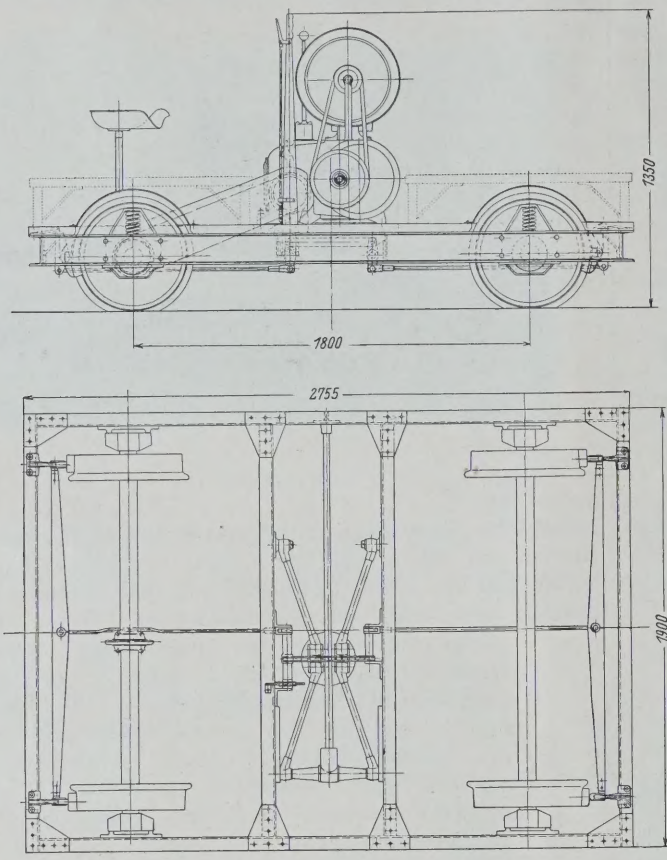



Abb. 6.
Motor-Bahnmeisterwagen mit 12 PS Motor. (1. Ausführung.)

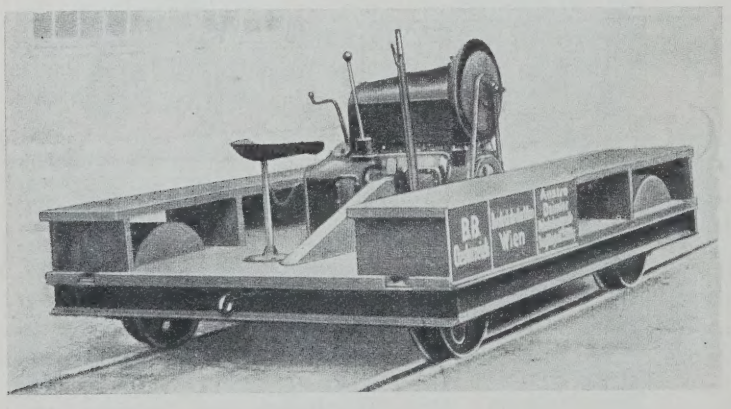
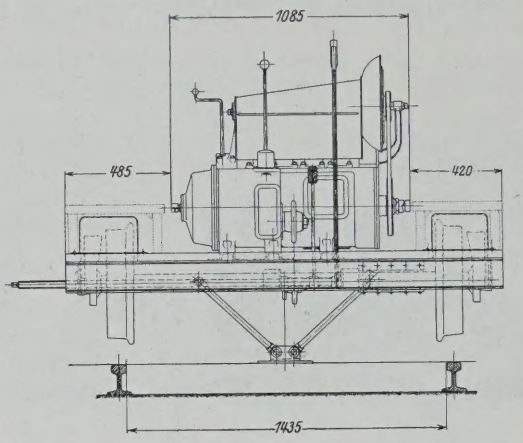


Abb. 7.

Die notwendige zentrale Anordnung dieser sehr zweckmäßigen Aushebevorrichtung gestattet jedoch nur den Antrieb einer der beiden Laufachsen, was den Nachteil hat, daß nur das halbe Gewicht des Wagens als Reibungsgewicht




in Betracht kommt. Dieser Nachteil hat sich insofern bald fühlbar gemacht, als der Bahnwagen nicht, wie ursprünglich gedacht war, in erster Linie zur Beförderung von Mann und Material, sondern hauptsächlich als Triebwagen für die Beförderung mehrerer Anhängewagen bis zur möglichen Ausnützung der Motorkraft verwendet wurde. Wenn aber in letzteren Fällen der Motor ganz ausgenützt werden soll, muß die Triebachse entsprechend belastet werden. Dieses Belasten des Triebwagens kann aber in vielen Fällen entfallen, wenn beide Achsen angetrieben werden. Die nächsten Bahnmeisterwagen wurden daher bereits in der Ausführung nach den Abb. 7 und 8 geliefert. Die wesentlichste Änderung der neuen Bauart gegenüber der ersten besteht in einer anders angeordneten und anders wirkenden Aushebevorrichtung, um durch eine Zwischenwelle mittels Rollenketten beide Laufachsen antreiben zu können. Diese Aushebevorrichtung hat vier Laufrollen, die an hebelartigen Laschen gelagert sind und durch zwei mit Links- und Rechtsgewinde versehene Schraubenspindeln aus der wagrechten Regellage in die lotrechte Aushebelage gekurbelt werden können. Auf mitgeführten Aushebeschienen kann der Bahnwagen auf den Ausheberollen quer zum Gleis ausgefahren werden. Ein Nachteil dieser Aushebevorrichtung könnte darin erblickt werden, daß der Wagen nicht wie bei der ersten Vorrichtung nach allen Richtungen, sondern nur senkrecht zum Gleis abgestellt werden kann.

Der Führersitz ist auf der neuen Bauart quer zur Fahrtrichtung montiert, so daß der Führer gleich guten Ausblick bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt hat. Alle Bedienungshebel, wie Hand- und Fußbremse, Kupplungsfußtritt, Geschwindigkeits- und Umsteuerhebel, sowie Gashebel sind dem Sitze entsprechend, in Griffnähe angeordnet.

Da die Motorwagen, wie bereits erwähnt, hauptsächlich als Triebwagen benützt werden, erhält die neue Bauart statt des Zughakens, eine zentrale Zug- und Stoßvorrichtung. Die Anhängewagen, und zwar vorerst die eingangs beschriebenen gewöhnlichen Bahnwagen, erhielten eine Zugstange, die beiderseits in einer Gabel endet. Die Anhängewagen werden sowohl untereinander als auch mit dem Motorwagen mittels 90 cm langer Stangen steif gekuppelt. Durch diese Kuppelstangen werden die einzelnen Wagen in gegenseitiger günstiger Entfernung gehalten, wodurch die Bedienung der einzelnen Wagen erleichtert wird.

Der 12 PS-Motorbahnwagen neuer Bauart hat ein Gewicht von 2000 kg. Die nachstehende Leistungstabelle gibt

eine Übersicht über die erreichbaren Geschwindigkeits- und Zugleistungen:

| Fahrstufe | km/Std. | Zugkraft am Haken kg | Bruttoanhängelast in Tonnen auf geraden Steigungen von 0‰ | 5‰ | 10‰ | 15‰ | 20‰ | 25‰ | 30‰ | 35‰ | 40‰ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 11,1 | 207 | 26 | 15 | 10 | 7,7 | 6 | 4,75 | 3,9 | 3,2 | 2.6 |
| II | 22,4 | 94 | 11,5 | 6,5 | 4 | 2,8 | 1,9 | 1,3 | *) | *) | *) |
| III | 39,5 | 35 | 1,9 | *) | *) | — | — | — | — | — | — |

*) Fahrzeug allein.

war es notwendig, für solche Strecken einen Motorbahnmeisterwagen stärkerer Bauart zu beschaffen, wie er in den Abb. 9 und 10 zum Ausdruck kommt. Dieser Motorbahnmeisterwagen hat einen 30 PS-Motor und ist dementsprechend kräftig gebaut, der Rahmen hat eine Länge von 3300 mm und eine Breite von 2300 mm. Die Profileisen sind 280 mm hoch. Die Aushebevorrichtung ist in der allgemeinen Bauart die gleiche wie beim 12 PS-Wagen, doch ist sie entsprechend dem hohen Eigengewicht des Wagens von 4000 kg kräftiger ausgebildet. Auch sind für deren Bedienung vier Mann erforderlich.

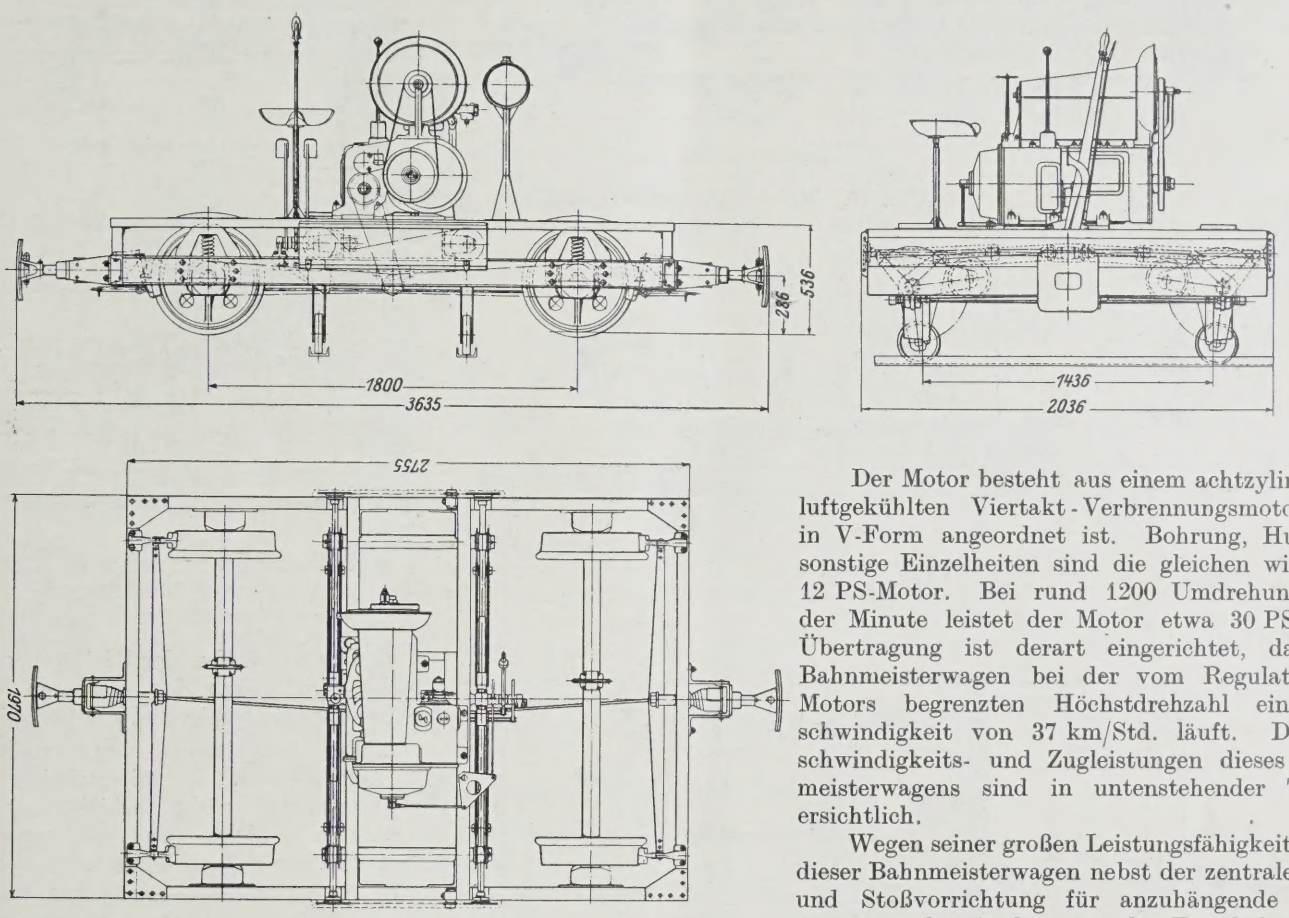



Abb. 8. Motor-Bahnmeisterwagen mit 12 PS Motor. (2. Ausführung.)

Der Motor besteht aus einem achtzylindrigen luftgekühlten Viertakt-Verbrennungsmotor, der in V-Form angeordnet ist. Bohrung, Hub und sonstige Einzelheiten sind die gleichen wie beim 12 PS-Motor. Bei rund 1200 Umdrehungen in der Minute leistet der Motor etwa 30 PS. Die Übertragung ist derart eingerichtet, daß der Bahnmeisterwagen bei der vom Regulator des Motors begrenzten Höchstdrehzahl eine Geschwindigkeit von 37 km/Std. läuft. Die Geschwindigkeits- und Zugleistungen dieses Bahnmeisterwagens sind in untenstehender Tabelle ersichtlich.

Wegen seiner großen Leistungsfähigkeit wurde dieser Bahnmeisterwagen nebst der zentralen Zug- und Stoßvorrichtung für anzuhängende Kleinwagen, auch mit der normalen Eisenbahnwagenkupplung ausgerüstet, um auch mit normalen Eisenbahnwagen kleine Verschubbewegungen ausführen zu können.

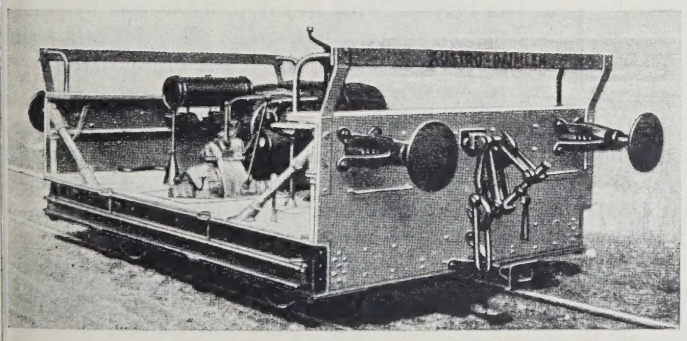


Abb. 9.

| Fahrstufe | km/Std. | Zugkraft am Haken kg | Bruttoanhängelast in Tonnen auf geraden Steigungen von 0‰ | 5‰ | 10‰ | 20‰ | 25‰ | 30‰ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 6,3 | 930 | 116 | 70 | 49 | 30 | 25 | 21 |
| II | 12,4 | 450 | 56 | 33 | 23 | 13 | 11 | 9 |
| III | 22 | 240 | 30 | 17 | 11 | 6 | 4 | — |
| IV | 36,8 | 130 | 21 | 8,5 | 5 | — | — | — |

Da die Österreichischen Bundesbahnen sehr viele Strecken mit 25‰ Steigung und darüber haben, für welche Verhältnisse der 12 PS-Motorwagen, wie vorstehende Tabelle zeigt, nicht mehr die erwünschte Leistungsfähigkeit hat, so

Sowohl dieser als auch der 12 PS-Bahnmeisterwagen bewähren sich im Betriebe außerordentlich gut. Besonders die Verwendung in Motorwagenzügen bringt große Erleichterungen und Ersparungen im Bahnerhaltungsbetriebe, doch soll nicht verschwiegen werden, daß die vorhandenen gewöhnlichen ungefederten Bahnmeisterwagen, die als Anhängewagen verwendet werden, dem rascheren Verkehr mit

Triebwagen nicht ganz gewachsen sind. Es drückt sich dies in vermehrten und größeren Ausbesserungskosten aus. Es ist daher beabsichtigt, für Motorwagenzüge Anhängewagen besonderer Bauart zu beschaffen. Als Versuchszug wurden bereits fünf von den Austro Daimler-Werken entworfene Wagen bestellt, welche eine durchgehende, vom Motorwagen aus zu bedienende Bremse haben werden, um die jetzt notwendige, nicht ganz ungefährliche Besetzung der Anhängewagen mit Bremsern zu vermeiden. Eine durchgehende Kuppelstange bewirkt durch Drehung derselben das Anziehen und Lüften der Backenbremsen.

Zusammenfassend wären die Vorteile, die durch den Motorwagenbahnbetrieb erzielt werden, folgende:

1. Der Motorwagenbetrieb benötigt gegenüber dem Handwagenbetrieb zur Ausführung der gleichen Leistung höchstens die Hälfte der Bedienungsmannschaft.

2. Er vermag Geschwindigkeiten zu entwickeln, die gegenüber dem mit Hand geschobenen Bahnwagen im Durchschnitt fünfmal größer sind.

3. Infolge der entwickelten größeren Geschwindigkeit können auch kleinere Zugpausen zu Kleinwagenfahrten auf der Strecke herangezogen werden. Es kann daher öfter auf der Strecke gefahren werden und die Bedienungsmannschaft braucht im allgemeinen bis zur Ermöglichung einer Fahrt weniger lange zu warten. Daher geringere Stehzeiten.

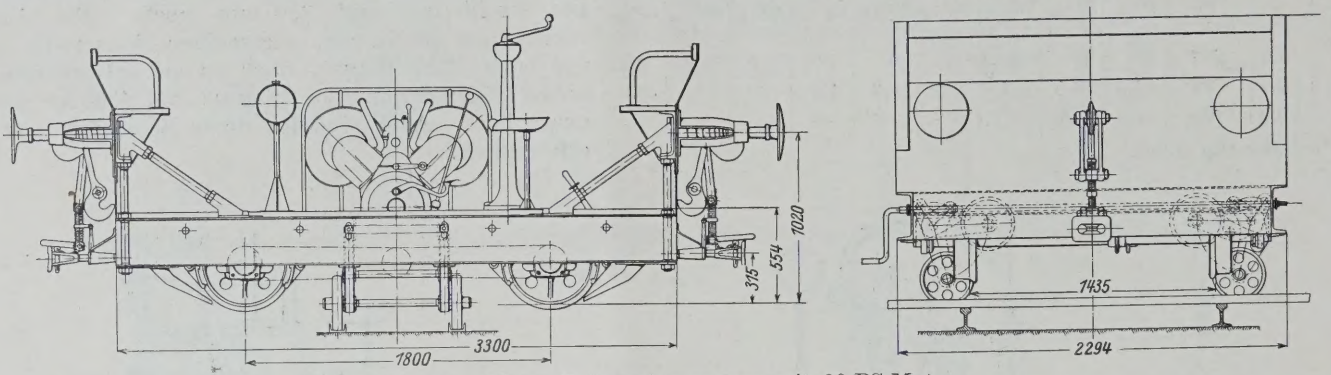
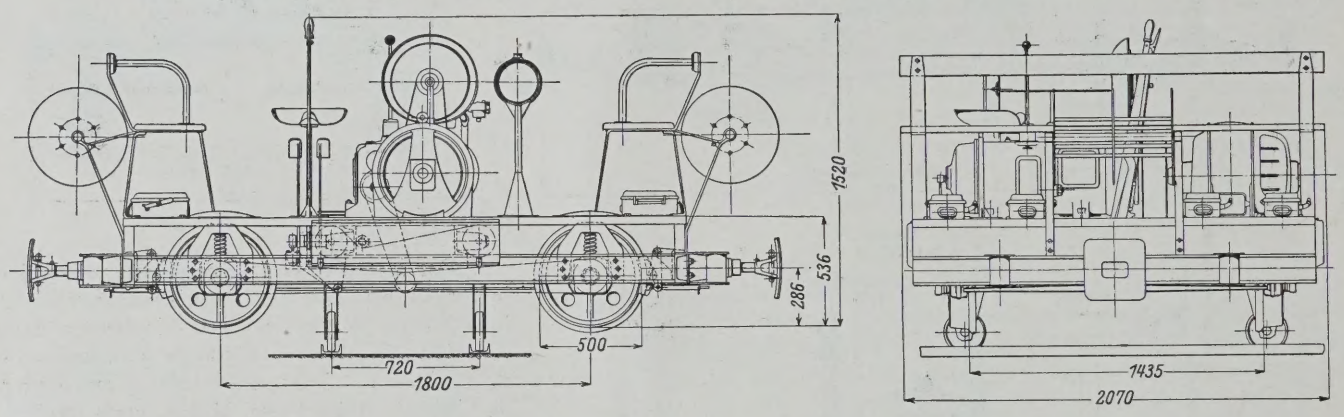



Abb. 10. Motor-Bahnmeisterwagen mit 30 PS Motor.



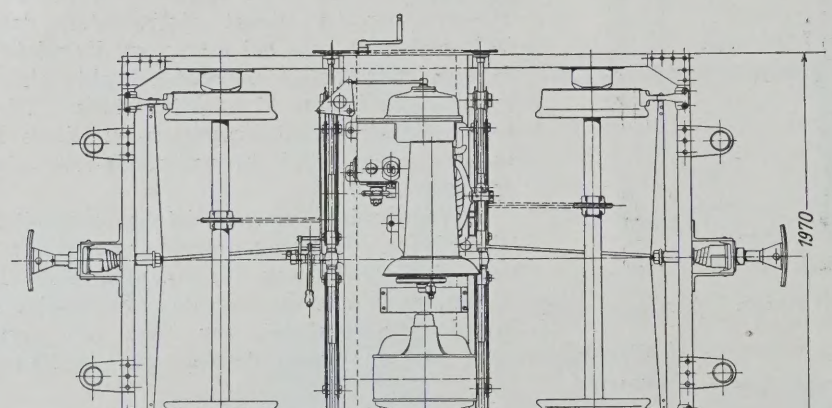




Abb. 11. 12 PS Motor-Bahnmeisterwagen mit Nebenschlußgenerator.

4. Das Auswerfen der Kleinwagen auf der Strecke wird wegen des rascheren Verkehrs der Bahnwagen weniger oft notwendig.

5. Bei Beförderung von Arbeitspartien wird Zeit gespart. Da die Arbeiter das Beförderungsmittel nicht schieben brauchen ermüden sie nicht, was der produktiven Arbeitsleistung zugute kommt.

6. Da die Motorwagenzüge mindestens das dreifache eines gewöhnlichen Bahnwagens mit einer Fahrt befördern, so wird die Arbeitsleistung zumindest dreimal so rasch bewältigt. Die Strecke wird nur ein Drittel der bisherigen Zeit beanspruchen. Die Möglichkeit eines Bahnwagenunfalls sinkt auf ein Drittel.

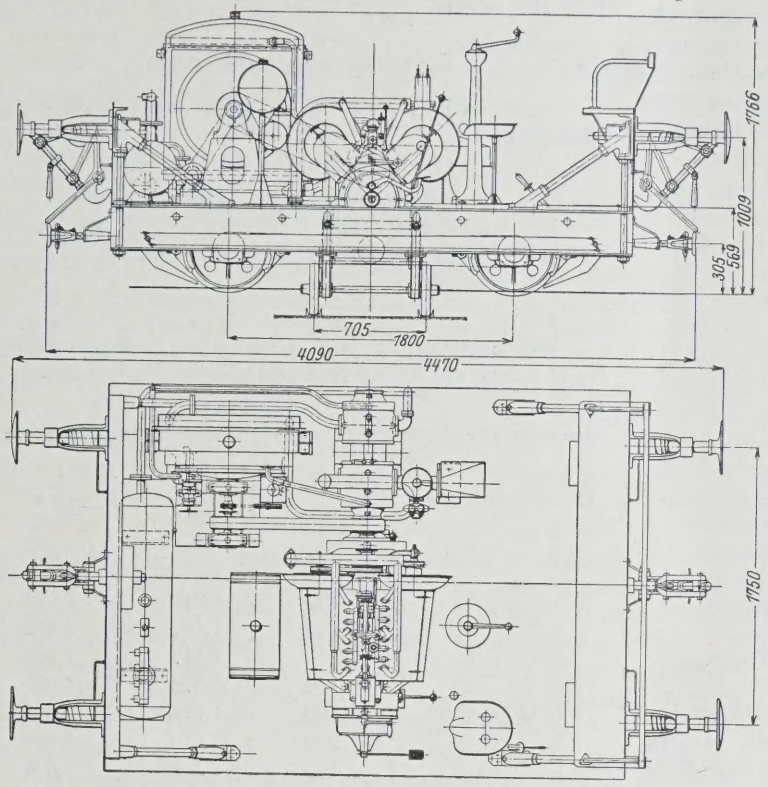
7. Durch den Motorwagenzug wird in vielen Fällen der kostspielige Arbeitszug erspart. Die normalen Eisenbahnwagen werden nicht dem Verkehr entzogen. Auch kostet die Beladung der niedrigen Bahnmeisterwagen weniger, als die der normalen Eisenbahnwagen.

Diese Vorteile des Motorbahnmeisterwagenbetriebs sind derart groß, daß der etwa zwölffache Anschaffungspreis gegenüber einem gewöhnlichen Bahnmeisterwagen gar nicht in die Wagschale fällt. Bei entsprechender Ausnützung macht sich ein Motorbahnmeisterwagen schon in wenigen Monaten ganz bezahlt.

Damit der Motorbahnmeisterwagen aber auch ausgenützt werden kann, wenn er zum Fahren nicht benötigt wird, haben die Österreichischen Bundesbahnen als nächsten Schritt vorläufig acht 12 PS-Motorbahnmeisterwagen (s. Abb. 11) mit je einem Nebenschlußgenerator ausrüsten lassen, der b

einer Spannung von 220 V eine Dauerleistung von 10 kW hat. Er wird über eine elastische Kupplung unmittelbar vom Benzinmotor angetrieben. Dadurch wurde eine fahrbare elektrische Zentrale geschaffen, die den Strom aus acht Steckkontakten an verschiedene Arbeitsmaschinen, wie Gleisstopf-, Bohr-, Schrauben-Ein- und Ausdrehmaschinen, Sägen, Pumpen usw. dann abgibt, wenn der Wagen auf der Strecke nach Beförderung der Arbeitspartie ausgeworfen, abgestellt oder wegen Nichtbedarfs auf der Strecke, in einer Station (Bahnerhaltungsplatz) hinterstellt ist. Auch Scheinwerfer zur Beleuchtung des Arbeitsplatzes oder einer Unfallstelle können an diese Wagen angeschlossen werden.

Zum Antrieb pneumatischer Werkzeugen, wie Gleisstopfern, Stampfern, Bohrern, Niethämmern usw. wurde



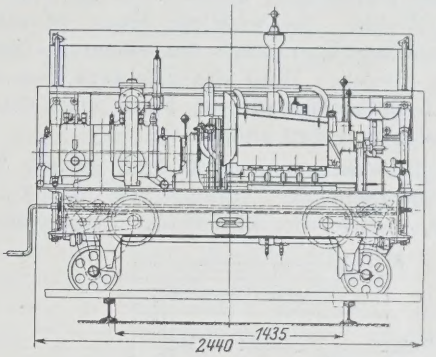




Abb. 12. 30 PS Motor-Bahnmeisterwagen mit Rotationskompressor.

versuchsweise ein 30 PS-Motorbahnwagen mit einem Kompressor nach Abb. 12 ausgerüstet, der bei 7 at Druck 3½ m³ Luft/Minute liefert.

Um die Motoren vor Unberufenen zu schützen und zu sichern, da sie in Ruhestellung nicht immer in einem versperrbaren Raume untergebracht werden können, wird es notwendig werden, sie mit einem Schutzgehäuse zu versehen, was bei den nächsten Motorwagenbestellungen Berücksichtigung finden soll.

Schließlich sei noch erwähnt, daß der 12 PS- und der 30 PS-Motor auch zum Antrieb von Turmwagen und Gleisbett-Walzen Verwendung gefunden hat. Dadurch ist eine Vereinheitlichung der motorangetriebenen Maschinen erreicht, wodurch nicht nur in der Erhaltung und der Haltung von Ersatzbestandteilen eine wesentliche Vereinfachung geschaffen ist, sondern es auch jedem Kraftwagenführer möglich ist, verschiedene Fahrzeuge sofort zu bedienen.

## Schnelle Massenermittlung aus dem Längsprofil.

Von Zivilingenieur **L. Sparr**, Stockholm.

Bei der Berechnung des Inhaltes von Dämmen und Einschnitten aus dem Längsprofil einer Eisenbahn oder einer Landstraße werden zuerst die Flächen der Querschnitte, gleich weit voneinander entfernt, ausgemessen. Werden die Flächen mit $F_1$, $F_2$..... und die Abstände zwischen den Querprofilen mit l bezeichnet, so ist der Rauminhalt

$$V = \left(\frac{F_1 + Fn}{2} + F_2 + F_3 \ldots\right) l.$$

Es wird dabei vorausgesetzt, daß der Körper zwischen zwei Querschnitten die Form eines abgestumpften Keiles anstatt der richtigen Form einer abgestumpften Pyramide hat. Ist der Höhenunterschied zwischen zwei benachbarten Querschnitten $h_1 - h_2 = z$ und das Neigungsverhältnis der Böschung 1:m, so ergibt dieses Verfahren streng genommen etwas zu viel, nämlich als absoluten Fehler

$$f = \frac{1}{6} m l z^2.$$

Für l = 10 m, m = 1,5 und z = 2 m wird der Fehler 10 m³, um die also die zuerst berechnete Masse vermindert werden muß.

Die Methode ist umständlich; man berechnet Flächen, obwohl man Rauminhalte haben will. Man geht von senkrechten Querschnitten aus. Dies ist so natürlich, daß man kaum jemals an ein anderes Verfahren gedacht hat, wenn man etwa von Massenermittlungen mit Meßmaschinen absieht.

Ein schnelleres Verfahren wird erreicht, wenn man den Querschnitt des Einschnittes oder des Dammes in Streifen einteilt, die der Bahnkrone parallel laufen. Jedem Streifen wird eine derartige Dicke gegeben, daß er im Durchschnitt

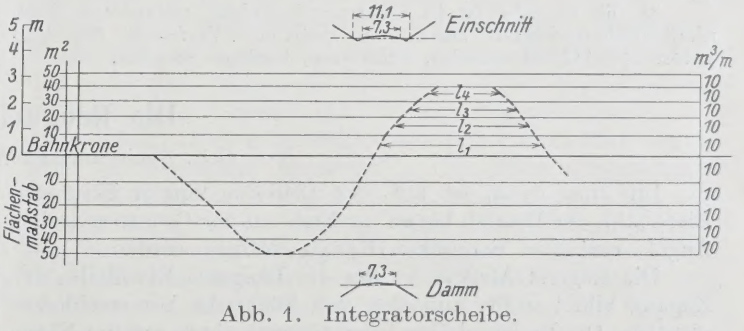



Abb. 1. Integratorscheibe.

gerade 10 m² umfaßt. Jeder Längenmeter Streifen enthält also 10 m³, von dem Längenmaßstab unabhängig.

Wenn die Streifen in dem Damme oder im Abtrag die Mittellängen $l_1$, $l_2$, .... ... haben, wird der Rauminhalt

$$V = (l_1 + l_2 \ldots\ldots l_n)\ 10.$$

Wird eine durchsichtliche Scheibe (Abb. 1) verfertigt, auf der die Verteilungslinie eingezeichnet ist und die Grenzlinien der Streifen parallel mit der Verteilungslinie gezogen sind,

so erhält man einen Massenintegrator einfachster Art*). Die Verteilungslinie der Scheibe wird über die Bahnkrone des Längsprofils gelegt. Der Abtrag oder der Damm wird dann in Streifen eingeteilt. Werden deren Mittellängen mittels des Zirkels summiert, so erhält man eben $^1/_{10}$ der Masse durch das Ablesen des endgültigen Zirkelmaßes auf dem Längenmaßstabe des Profils. Die wirkliche Masse ist zehnmal größer. Die Summierung kann auch mit einem geeigneten Meßrade ausgeführt werden. Wird das Zählwerk des Meßrades dem Längenmaßstabe angepaßt, so kann man den Rauminhalt ohne weiteres von ihm ablesen.

Jede Berechnung der Flächen mittels Tabellen oder Flächenmaßstäben, das Aufschreiben und Zusammenzählen der Flächen sowie die schließliche Ausrechnung der Masse

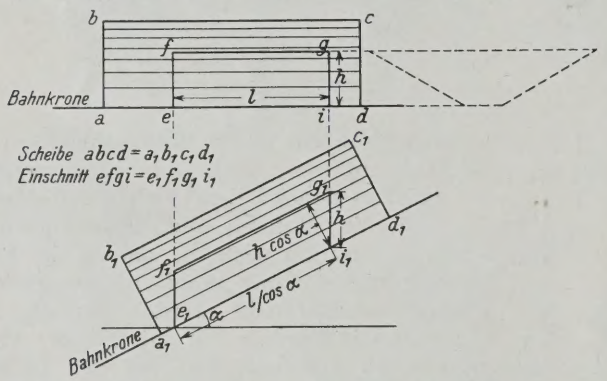



Abb. 2. Integratorscheibe bei geneigter Bahnkrone.

wird unnötig durch Verwendung einer solchen Integratorscheibe. A. Goerings Flächenprofil dürfte auch unnötig werden. Für die Massenermittlung ist kein Profil auf Millimeterpapier nötig.

Im vorstehenden ist vorausgesetzt, daß die Erdhöhenlinien auf den Querprofilen wagrecht sind. Nun ist die Massenberechnung aus den Querprofilen oder dem Flächenmaßstab von der Neigung der Bahnkrone unabhängig. Bei Vermessung mittels einer Integratorscheibe muß dagegen eine Verbesserung mit Bezug auf die Neigung der Verteilungslinie auf dem Profile (also nicht im Felde) durchgeführt werden.

Die Fläche eines Dammquerschnitts mit wagrechter Bodenlinie bei einer Eisenbahn ist $F = Bh + m\,h^2$, wo die Planumsbreite = B, die Höhe des Dammes = h und die Böschungsanlage = 1:m; die Bahnkrone sei wagrecht.

*) Die Scheibe ist in mehreren Ländern patentiert, doch nicht in Deutschland. Die Scheibe kann vom Verfasser, Fleminggatan 23 B III, Stockholm, Schweden, bezogen werden.

Der Inhalt dieses Dammes mit der Länge l ist also

$$V = (Bh + mh^2)\,l.$$

Bei geneigter Bahnkrone (Abb. 2) mißt dagegen die Integratorscheibe den Inhalt nur nach der Höhe h cos α, aber nach der Länge $\frac{l}{\cos\alpha}$;

also $$V_1 = (Bh\cos\alpha + mh^2\cos^2)\frac{l}{\cos\alpha}.$$

Setzt man $V = k\,V_1$, so wird die Verbesserungsziffer k schließlich

$$k = \frac{Bh + mh^2}{Bh + mh^2\cos\alpha} = \frac{10}{Bh + mh^2\cos\alpha}.$$

Bei wagrechter Bahnkrone ist α = o, also k = 1.

Ist die Querschnittsfläche ein Dreieck, d. i. B = o, so wird $k = \frac{1}{\cos\alpha}$.

Bei Berechnung von k bedeutet h die Streifenhöhe und B die Länge der kürzeren Parallelseite des Streifenquerschnitts.

Zahlentafel:

| B = | Neigung wirklicher ‰ | Neigung auf dem Profil ‰ | $\frac{1}{\cos\alpha}$ | $1+\frac{\frac{1}{\cos\alpha}-1}{4}$ | k |
|---|---|---|---|---|---|
| 10 h | 15 | 300 | 1,044 | 1,011 | 1,006 |
| 5 h | 30 | 600 | 1,167 | 1,042 | 1,034 |
| 5 h | 25 | 500 | 1,117 | 1,029 | 1,025 |
| 5 h | 20 | 400 | 1,078 | 1,020 | 1,017 |
| 5 h | 15 | 300 | 1,044 | 1,011 | 1,010 |
| 5 h | 10 | 200 | 1,019 | 1,005 | 1,004 |
| 5 h | 5 | 100 | 1,005 | 1,001 | 1,001 |

Bei Neigungen (s. Zahlentafel) bis 300‰ auf dem Profile (Höhenmaßstab 20 mal Längenmaßstab) kann $k = 1 + \frac{\frac{1}{\cos\alpha}-1}{4}$ gesetzt werden. Die Reduktion wird leicht auf dem Profile graphisch gemacht. Bei steileren Neigungen muß eine Tabelle über k gemacht werden.

Die Massenermittlung aus dem Profile wird in der Regel zur Bestimmung der Verteilungslinie benutzt; übermäßige Genauigkeit ist deshalb nur von geringem Werte. Bei Berechnung der Massen für die Geldabrechnung muß dagegen das alte Flächenverfahren angewendet werden. Bei der Nachprüfung der Massen aus einem Profil im Maßstab 1:10000 mit eingezeichneter Bahnkrone ist es bestenfalls möglich, 30 km/St. mittels der Integratorscheibe zu berechnen.

## Die Benguela-Eisenbahn.

Von Geh. Regierungsrat **Wernekke**, Berlin-Zehlendorf.

Im Juni d. J. ist auf der 1346 km langen Benguela-Eisenbahn der Betrieb bis an ihr Ende an der Grenze zwischen Angola und dem Belgischen Kongo eröffnet worden.

Die Gegend Afrikas, zu der die Benguela-Eisenbahn den Zugang bildet, sollte zunächst von Südafrika her erschlossen werden. Die Bodenschätze jener Gegend übten auf die Eisenbahnen von Südafrika eine Anziehungskraft aus, aber man erkannte doch rechtzeitig, daß für die Ausfuhr der Kupfererze aus dem Katanga-Becken nach Europa zur Verhüttung der Umweg über Südafrika zuweit sein würde, und suchte einen näheren Weg. Sir Cecil Rhodes, der im Zusammenhang mit seiner geplanten Kap-Kairo-Eisenbahn die Möglichkeit, im Innern von Afrika Bodenschätze zu heben, erörtern ließ, stand auch hinter dem Plan, für dieses Gebiet einen Ausweg auf Schienen zu schaffen. Er schob für dieses Unternehmen Sir R. Williams vor, der im Jahre 1902 von der portugiesischen Regierung die Genehmigung erlangte, von einem auf 12° südlicher Breite gelegenen Punkt der Grenze zwischen Angola und dem belgischen Kongo eine Eisenbahn nach der Lobito-Bai zu bauen. Es wurde zur Durchführung dieser Genehmigung eine Gesellschaft nach portugiesischem Recht gegründet, und im März 1903 wurde mit dem Bau begonnen. 1906 wurde das 36 km von Lobito entfernte Benguela, der Sitz einer portugiesischen Bezirksbehörde, erreicht. Bis 1913 waren 519 km fertiggestellt, es dauerte aber dann bis 1924, ehe der nächste Fortschritt gemacht werden konnte.

Für den ersten Teil der Strecke hatten die Portugiesen schon Vorarbeiten gemacht; die englische Gesellschaft wollte

jedoch den Tunnel umgehen, der im portugiesischen Entwurf vorgesehen war, außerdem eine Anzahl Brücken vermeiden und die Streckenlänge verkürzen. Dies war nur auf Kosten steiler Neigungen möglich, und so mußte denn auf einer Teilstrecke von 2,5 km Länge Zahnradbetrieb bei 1:16,5 Steigung eingelegt werden. Bei den Vorarbeiten für die Fortsetzung der Eisenbahn in das Innere des Landes kam man von der ursprünglichen Linienführung etwas ab und setzte an deren Stelle den kürzesten Weg an die Grenze.

Die Benguela-Eisenbahn verläuft von der Lobito-Bai zunächst nach Süden bis Benguela und wendet sich dann nach Südosten. Bis km 50 sind nur geringe Steigungen zu überwinden, dann folgt aber auf 4 km Entfernung ein Höhenunterschied von 120 m, der die schon erwähnte Zahnstangenstrecke enthält. Man hat dafür die Bauart Riggenbach gewählt. Auf der nächsten 143 km langen Strecke erklimmt die Eisenbahn mit Steigungen bis 1:40 und Krümmungen von 100 m Halbmesser einen Paß auf 900 m Seehöhe, aber nur um dann gleich wieder um 366 m zu fallen. Sanfte Steigungen führen weiter bis an den Fuß des Lepi-Gebirgsrückens, wo wieder auf 24 km Entfernung ein Höhenunterschied von rund 425 m überwunden werden muß. 385 km von der Küste entfernt erreicht die Eisenbahn mit etwa über 1800 m Seehöhe ihren höchsten Punkt. Sie berührt dann, 426 km von Lobito entfernt, Huambo, das als zukünftige Hauptstadt von Angola in Aussicht genommen ist. Sie zieht sich im allgemeinen mit Neigungen bis 1:50 und 1:80 und Krümmungen mit 140 m und 200 m Halbmesser auf der Höhe hin, muß aber dann noch einmal um etwa 180 m fallen, um den Quanza-Fluß auf rund 1300 m Seehöhe zu überschreiten. Von hier steigt die Eisenbahn wieder auf etwa 1500 m und fällt schließlich bis zu ihrem Endpunkt an der Grenze, 1347 km von Lobito entfernt, wieder auf 1070 m Seehöhe. Das letzte Stück verläuft sie auf der Wasserscheide zwischen dem Zambesi und dem Kongo.

Die ganze Strecke ist eingleisig. Die Spurweite ist 1,067 m. Der Oberbau besteht aus Breitfußschienen von 30 kg/m Gewicht auf Stahlschwellen. Nur auf einer kurzen Strecke in der Nähe der Küste sind Holzschwellen verwendet, weil Stahl den chemischen Einflüssen des Bodens nicht widerstehen kann. Die Schienen sind 10 m lang und mit versetzten Stößen verlegt. Auf die Schienenlänge kommen 13 Schwellen. Die größte Achslast, die dem Oberbau zugemutet wird, beträgt 13 t. Von einem Verfüllen des Oberbaus mit Schotter hat man aus Mangel an geeignetem Gestein zunächst absehen müssen, doch sind neuerdings Lagerstätten erschlossen worden, die einen für Oberbauzwecke verwendbaren Schotter liefern. Um für den lebhaften Verkehr gerüstet zu sein, den man erwartet, wenn erst die anschließende belgische Strecke im Betrieb sein wird, geht man daran, den Oberbau mit diesem Gestein zu verfüllen.

Schon in den ersten 100 km war der Bau von 38 Brücken und Durchlässen nötig, doch bieten die Brückenbauten nichts bemerkenswertes. Der Catumbella-Fluß wird auf einer Brücke von 76 m Spannweite überschritten. Sie ist ebenso wie die Quanza-Brücke, die vier Öffnungen von 40 m Spannweite hat, für Eisenbahn- und Straßenverkehr eingerichtet. In der Zahnradstrecke liegen drei größere Brücken. Die erste hat fünf Öffnungen von 18 m Weite und liegt in einer Krümmung von 150 m Halbmesser bei 1:20,75 Steigung. Die zweite ist eine Bogenbrücke von 42 m Spannweite, die dritte ist ähnlich der ersten, liegt aber in der Wagrechten. Zwei ihrer Pfeiler sind 16,5 m hoch.

Die Eisenbahn führt durch gesunde Gegenden. Europäer halten das Klima gut aus, und auch die eingeborenen Arbeiter hatten beim Bau nur wenig unter Krankheit zu leiden. Ein Krankenhaus mit europäischen Ärzten und eingeborenen Pflegern mit vorgeschobenen Posten in der Nähe der Gleisspitze sorgte während des Baues für den Gesundheitsdienst. Eingeborene Arbeitskräfte waren außer in der Nähe der Küste ohne Schwierigkeiten zu haben. Hier fehlte es auch an Wasser, und es mußte deshalb eine 14 km lange Wasserleitung gebaut werden. Am Fuße der Zahnradstrecke wurde weiter ein Brunnen abgeteuft, aus dem das Wasser in einen 150 m höher gelegenen, 8 km entfernten Behälter am oberen Ende der Zahnradstrecke gehoben wird. Auf einem Teil der Strecke wird das Wasser in Kesselwagen angeliefert, die in einen unterirdischen Behälter entleert werden. Aus diesem wird das Wasser mit Handpumpen gehoben. Weiter landeinwärts war überall gutes Wasser reichlich vorhanden.

Lobito hat einen ausgezeichneten natürlichen Hafen, es fehlten aber bis zum Beginn des Bahnbaus alle Einrichtungen für den Güterumschlag. Der Unternehmer für den Bahnbau errichtete daher zunächst ein hölzernes Bollwerk, an dem die Schiffe anlegen. Neuerdings hat die Regierung als Anfang für einen Hafenbau eine 225 m lange Kaimauer aus Beton bauen lassen.

Die Benguela-Bahn ist mit Lokomotiven und Wagen neuester Bauart ausgestattet. Ursprünglich wurden Lokomotiven der Achsanordnung 2-D verwendet, die 210 bis 230 t über Steigungen bis 1:40 ziehen konnten. Sie sind neuerdings durch Garrat-Lokomotiven ersetzt worden, die etwa das doppelte leisten. In Huambo, das bei 1800 m Seehöhe ein Europäern zuträgliches Klima hat, werden Werkstätten errichtet; sie werden mit den neuesten Maschinen ausgestattet. Mit Kraft werden sie von einem etwa 17 km weit entfernten Wasserfall versorgt. Sie kommen etwa in die Mitte der Eisenbahn zu liegen, liegen also für den gesamten Werkstättendienst und namentlich für den Lokomotivdienst an der richtigen Stelle.

Man verspricht sich für die Benguela-Bahn einen lebhaften Verkehr. Die Entwicklung der Kupferbergwerke im Katanga-Becken ist derart, daß man in der nächsten Zeit eine Erzeugung von 200000 t erwartet. Diese Menge wird auf der Eisenbahn abzufördern sein. In der Gegenrichtung werden Maschinen für die Bergwerke einzuführen sein. Ferner werden umfangreiche Sendungen zur Deckung des Bedarfs der dort arbeitenden Bewohner an in Europa erzeugten Gütern erwartet. Von Panda, dem Mittelpunkt des Kupferbezirks, beträgt die Entfernung bis Southampton über Lobito 10000 km, während der Weg über Kapstadt 13600 km, über Beira 15100 km lang ist. Die Gegend, die von der Benguela-Bahn durchquert wird, hat auch landschaftliche Reize und bietet Gelegenheit zur Jagd auf Großwild. Die Eisenbahngesellschaft entfaltet daher auch eine lebhafte Werbetätigkeit, um Touristenverkehr anzulocken. Sie weist dabei namentlich auch darauf hin, daß mit dem Flugzeug Vorarbeiten angestellt werden, um auf dem Zambesi einen Schiffsverkehr einzurichten. Man könnte dann zu Schiff bis Lobito, ferner mit der Benguela-Eisenbahn und schließlich mit der Flußschiffahrt die berühmten Victoria-Fälle von London aus in 18 Tagen erreichen.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

**Vollendung des Musconetcong-Tunnels der Lehightal-Bahn.** Nach zweijähriger Bauzeit wurde der auf der Strecke Neuyork—Buffalo gelegene Tunnel Musconetcong, der durch das gleichnamige Gebirge (im Westen von New-Yersey) führt, vollendet. Der Tunnelbau war notwendig geworden, weil der bestehende 1875 erbaute alte Tunnel, anfänglich zweigleisig,

infolge der Vergrößerung des Wagen- und Lokomotivprofils nur noch eingleisig befahren, den Verkehr nicht mehr bewältigen konnte, zumal die Strecke auf beiden Seiten bis zum Tunnel viergleisig ist. Um den Betrieb im alten Tunnel nicht zu stören, nahm man von einer Erweiterung desselben Abstand und baute parallel zu ihm, etwa 40 m südlich, einen neuen, zweigleisig, von 1492 m Länge, 7,6 m lichter Höhe und 9,15 m lichter Weite. Er führt in der Richtung von Ost nach West auf etwa 1279 m durch Syenit und Kalkgestein und auf 213 m durch nassen Ton und bröckeligen Fels. Das Gefälle beträgt 2‰ nach der West-, 1,8‰ nach der Ostseite.

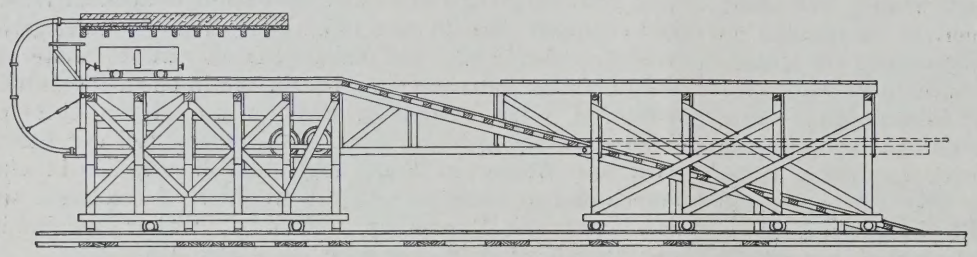


Abb. 1. Längsschnitt.

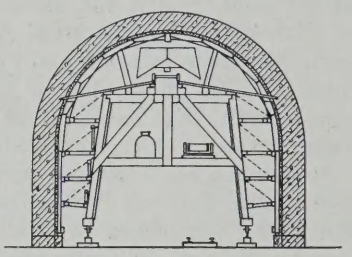


Abb. 2. Querschnitt.

Die Durchführung des Tunnelbaues erfolgte unter Anwendung der amerikanischen „Kronbalken-Bauweise“ (Firststollen). Bei dieser Bauweise stellt man zuerst die vollständige Zimmerung des Tunnelgewölbes fertig, bevor das Kernstück entfernt wird. Die amerikanische Bauart hat bei hartem Gestein den Vorteil, daß wenig Hölzer notwendig sind und ermöglicht es, das Material des Kerns maschinell mittels Bagger zu entfernen.

Wände, Gewölbe und Sohle des Tunnels wurden aus armiertem Beton hergestellt mit Ausnahme des Tonabschnittes mit hohem Gebirgsdruck. In dieser Teilstrecke wurden Stahlrahmen in Abständen von 1,10 m eingebaut.

Bemerkenswert ist, daß die Ausführung des Tunnels ohne dampfbetriebene Maschine vor sich ging. Die Bagger, die auf beiden Seiten des Tunnels beim Vollausbruch benützt wurden, waren mit Druckluft betrieben.

Eines der interessantesten Baugeräte, das bei der Ausmauerung eingesetzt wurde, war eine Spezial-Laufbrücke (Abb. 1 Längsschnitt, Abb. 2 Querschnitt) mit einem Ausmaß von 35 m Länge und 6 m Höhe. Sie diente dem Einlegen der Armierungseisen, der Betonzuführung und zur Abnahme der Schalgerüste. Die Laufbrücke bestand im wesentlichen aus zwei Podien, von denen das eine etwas über der Kämpferlinie, das andere 2,5 m tiefer gelegen war. Die höhergelegene Bühne war mit der Tunnelsohle durch eine Rampe von 25% Steigung verbunden. Die Rampe war drehbar eingerichtet, so daß sie bei der Bewegung der Laufbrücke über die Vorstreckgleise nicht hinderte. Über die Rampe wurde der Beton mittels Gasolin Motors in Wagen von 2,29 cm³ Fassungsvermögen zugeführt. Durch seitliche Bodenöffnungen der Hunde wurde der Beton über Schüttrinnen eingebracht. Wo Schütten nicht mehr möglich war, wurde der Beton von den Karren zunächst in eine auf der tiefergelegenen Bühne stehende Spritzkanone gebracht und von dort mittels Druckluft in Röhrenleitungen in den Gewölbescheitel, hinter das Lehrgerüst geschleudert.

(Railway Age 1929, 1. H., Nr. 8.) Do.

## Georg Stephensons Bettung für Schwellenoberbau.

Daß die Festigung der Bettung durch Walzen zu erreichen, nicht neu ist, sondern schon in den Anfängen des Eisenbahnwesens angewendet wurde, zeigt nachfolgende Stelle aus dem Buche des zu seiner Zeit bedeutenden Eisenbahnfachmannes Max Maria v. Weber „Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise“ aus dem Jahre 1869. Auch die Abwalzung des Planums mit einer wasserundurchlässigen Schicht mit Querneigung, wie sie in dem Bericht angeführt ist, entspricht dem heutigen Einbringen von Isolierschichten. Die Stelle lautet:

„Hingegen ist die erste von Georg Stephenson für die Lagerung von Querschwellen angewandte Bettungskonstruktion wohl von keiner späteren an Zweckmäßigkeit übertroffen worden. Er ließ die Planie der Bahn bis 18 Zoll unter der Schwellensohle aus undurchlässigem Material mit einer Neigung nach beiden Seiten des Bahnkörpers schütten und die Oberfläche sorgsam eben abrammen und abwalzen, dem Verfahren analog, welches sein berühmter Zunftgenosse Telford bei Herstellung des Körpers der Landstraßen anwandte. Auf die ganze Oberfläche dieses Körpers wurde nun, ebenfalls wie bei den Straßen, ein Packlager aus groben Steinen gesetzt, beiderseits bis ungefähr einen Fuß von der Dammkante; hierauf brachte man eine Schicht scharfen Knack und Steinschlag, den man, um den darauf verlegten Schwellen eine vollkommene Lagerung zu geben, mit feinem Kies und Sand mischte und ebenfalls abrammte und abwalzte. Die Verfüllung der Schwellen geschah mit einer Mischung von Kies und Lehm, um eine bessere Oberflächenabwässerung erzielen zu können. Dies erwies sich später als ein Fehler, den er selbst verbesserte, indem er den ganzen Teil des Bahnkörpers, der das Gleis selbst trägt und die Schwellen umgibt, aus durchlässigem Materiale herstellte, so daß die Schwellen selbst fortwährend tunlichst trocken gehalten wurden. Für die Oberflächenabwässerung wurde durch zweckmäßige Krümmung der Ober-

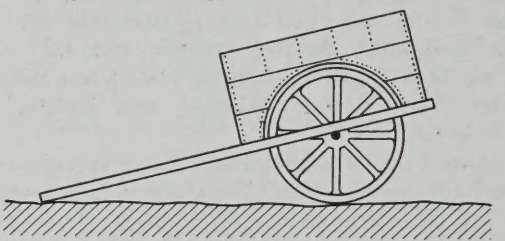


Abb. 1. Walzwagen.

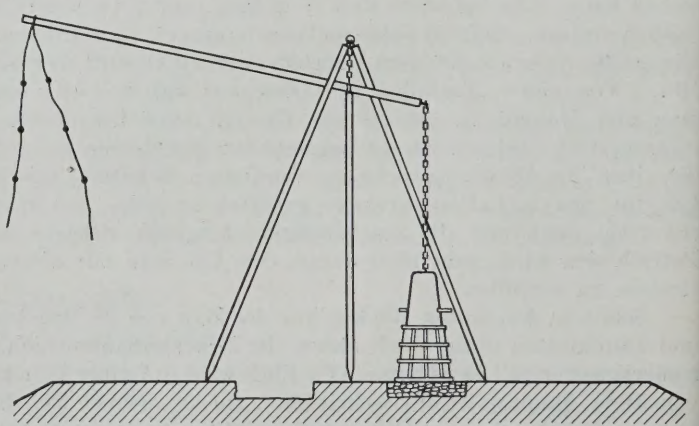


Abb. 2. Rammklotz zum Feststampfen der Gründung.

fläche der Verfüllung in der Länge der Bahn gesorgt, wobei die Konstruktion des Oberbaues mit Stühlen günstig war, die es gestattet, auf die Schwellen genügendes Material zur Herstellung entsprechender Abwässerungsoberflächen zu bringen und, ohne die Schwellen bloßzulegen, alle zwei bis drei Schienenlängen ein Tagegerinne anzubringen, welches das Wasser, unter der Schiene hin, nach den Bahngräben abführte.

Diese Bettungskonstruktion ist, als die zweckmäßigste, trotz ihrer Kostspieligkeit in England und Frankreich in allgemeinen Gebrauch gekommen.“

Eine Abbildung eines bei der Ludwigseisenbahn Nürnberg—Fürth, der ersten Eisenbahn Deutschlands, verwendeten Walzwagens (Abb. 1), sowie eines Gerätes zum Feststampfen (Abb. 2), ebenfalls dem Buche entnommen, fügen wir bei.

## Sitz der Schienennägel.

Von jeher war es bei der Unterhaltung des Gleises das beständige Bestreben, die Schienennägel bis zur völligen Berührung mit dem Schienenfuß nachgeschlagen zu halten. Gegenwärtig macht ein in der Gleisunterhaltung sehr erfahrener Ingenieur den Vorschlag, von dieser allgemeinen Übung Abstand zu nehmen und er stellt sogar den umstürzenden Antrag, die Nägel beim ersten Einschlagen gar nicht bis zur Berührung mit der Schiene zu bringen, sondern einen Zwischenraum von 4 bis 5 mm zu lassen. Diese Größe entspricht dem durch Beobachtung festgestellten Aufsteigen der Schienennägel, wie es bei der wellenförmigen Bewegung der Schiene unter der Wirkung der Radlasten auftritt. (Baldridge, Railway Engineering and Maintenance.)

Von russischen Eisenbahnfachleuten werden ähnliche Beobachtungen beschrieben; es wird jedoch dabei betont, daß die schlechte Befestigung der Schiene auf der Schwelle das Wandern befördere; das sei nicht erwünscht.

Die Beobachtungen von Baldridge haben für die Beurteilung der Zweckmäßigkeit der starren Verbindung zwischen Schiene und Schwelle Bedeutung. Wenn seine Gedanken richtig sind, so müssen bei starrer Schienenbefestigung die Gleiszerstörungen und die Kosten der Gleisunterhaltung unvermeidlich wachsen, was aber gerade den Grundsätzen, auf denen die neuesten Oberbauformen aufgebaut sind, widerspricht. Die neuesten Oberbauformen suchen die gegenseitige Beweglichkeit der Oberbauteile zu vermeiden und auf diese Weise die Abnützung auf ein Mindestmaß zurückzuführen. Ob dabei dann die Zerstörung des Gleises infolge der Beweglichkeit der Schwelle in der Bettung wächst und in welchem Ausmaße, müssen erst Versuche zeigen. Die gegenseitige Beweglichkeit der Bestandteile des Oberbaues ist in jedem Falle von Übel und führt zur vorzeitigen Abnützung der Oberbauteile. Die Zukunft gehört den Gleisbauarten mit fester Verbindung von Schiene und Schwelle.

Dr. S.

## Die Tannenschwelle im Eisenbahngleis.

Dem sehr großen Bedarfe russischer Eisenbahnen an Holzschwellen kommt es bei dem mächtigen Aufschwunge des Baues neuer Strecken sehr zustatten, daß besonders im Norden und in Sibirien ausgedehnte, noch nicht berührte, mit Tannen besteckte Waldgebiete zur Verfügung stehen. Es handelte sich nur darum, ob diese Holzart genügend getränkt werden könne, da ungetränkte Tannenschwellen nur drei, höchstens vier Jahre im Gleise dienen können. Deshalb wurde eingehend erörtert: 1. Was für eine Art von Tannenholz für Schwellen am besten geeignet sei; 2. welche mechanische Eigenschaften sie besitzen müssen; 3. welche Möglichkeiten bestehen, sie genügend zu tränken; 4. womit sie zu tränken wären; 5. wie lang ihre Lebensdauer zu rechnen sei und 6. wie groß die Kosten ihrer Tränkung wären.

Demzufolge ist festgestellt worden, daß jede Art von Tannenholz zur Herstellung von Schwellen geeignet ist, wenn das Holz ganz gesund, fest und möglichst lufttrocken ist. Mechanisch müßte es eine Druckfestigkeit von mindestens 400 kg/cm² und eine Zugfestigkeit von mindestens 800 kg/cm² haben. Obwohl keine Möglichkeit vorhanden ist, mit voller Bestimmtheit die wahrscheinliche Liegedauer einer getränkten Tannenschwelle abzuschätzen, da Erfahrung nicht vorliegt, so kann man dennoch darauf rechnen, daß eine der nordamerikanischen Tanne „Hemlock" sehr ähnliche russische Art von Tannen mindestens acht bis zehn Jahre aushalten könne.

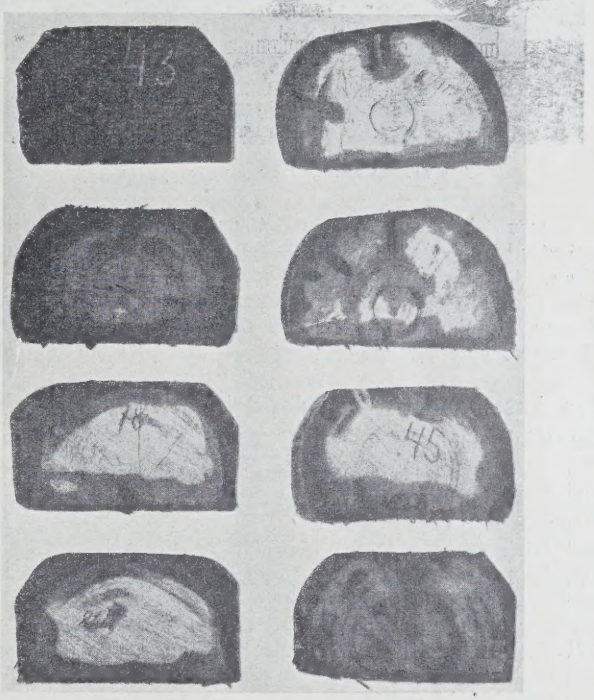
Deswegen wurden Tränkungsversuche mit Chlorzinklösung üblicher Beschaffenheit veranstaltet.

Die ersten Versuche wurden im Jahre 1924/25 in der Bologowschen Tränkungsanstalt der Oktoberbahn (früher Nikolaibahn) in einem kleinen Versuchskessel veranstaltet. Sie ergaben einen günstigen Erfolg; im nächsten Jahre 1926/27 wurden schon mehr als 80000 Schwellen mit heißer Chlorzinklauge getränkt und zwar mit 14,8 kg bis 17,87 kg für eine 2,7 m lange Vollspurschwelle von 15 × 25 cm.

Es handelte sich also um eine Volltränkung bis zur höchsten Aufnahmefähigkeit des Holzes.

Die Tränkung geschah wie folgt: 1. Erwärmung der Schwellen mit trockenem Dampfe von 1,5 atü während 10 bis 15 Minuten; 2. Luftverdünnung im Kessel bis 60 bis 65 cm Quecksilbersäule während 30 Minuten; 3. Füllung des Kessels mit heißer Chlorzinklauge (bis 60°C); 4. Hochdruck mit 8 atü während 1 ½ Stunden und 5. Ablassen der Chlorzinklauge.

Guter Erfolg wurde nur mit jenen Schwellen erzielt, die höchstens 15 bis 30% Feuchtigkeit besessen hatten. Weitere Versuche wurden schon im Jahre 1928 von dem Vorsteher des Versuchslaboratoriums für Holztränkung bei dem höheren Technischen Rate des Wegebaukommissariats, Dipl.-Ing. K. Popeff, vorgenommen; sie haben endgültig so gute Ergebnisse gezeitigt, daß vorläufig die Tränkung von Tannenschwellen in großem Umfange festgelegt worden ist.



Querschnitte von Tannenschwellen.

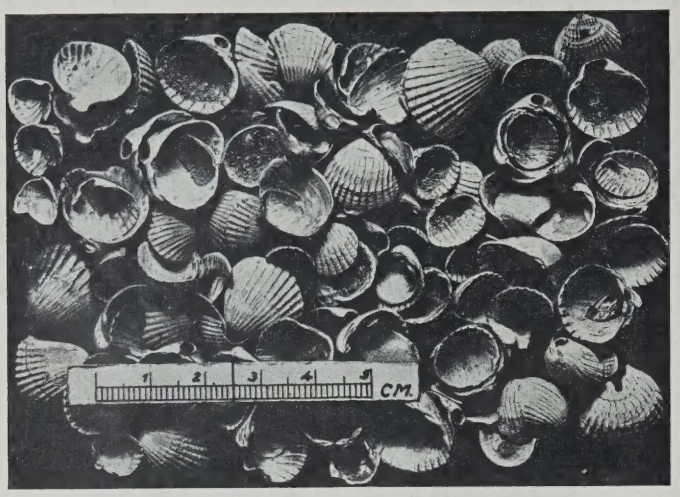
Bei der obenerwähnten Versuchtränkung wurde festgestellt: 1. Das Maß der aufgenommenen Lauge hängt ab von ihrer Temperatur und von der Dauer des Hochdruckes. Es wurde daher neuerdings die Temperatur der Lauge auf 80°C erhöht. 2. Die Dauer des Hochdruckes von 8 atü muß so lange beibehalten werden bis keine namhafte Aufsaugung der Lauge mehr stattfinden kann.

Unter diesen Umständen wurde erreicht, daß jede Schwelle 22 bis 24 kg Tränkstoff aufnahm. Der Splint ist dabei (s. Abb.) ganz durchgetränkt und zwar auf eine Tiefe von rund 2 bis 2,5 cm und auf die ganze Länge der Schwelle. Der Kern der Schwellen ist von beiden Enden auf eine Tiefe von 15 bis 100 cm durchgetränkt. Alle vermorschten Stellen der Schwellen wurden ganz durchtränkt, ebenso der untere Teil der Schwellen auf eine Tiefe von 0,5 bis 4 cm getränkt. Der Kostenaufwand der Tränkung betrug durchschnittlich 0,90 bis 1,00 ℛ.ℳ für eine Schwelle. Die Lauge verbreitete sich in den Tannenschwellen größtenteils in der Faserrichtung nach der Länge der Schwellen. Demzufolge kann die Aufgabe, eine gute Tränkung von Tannenschwellen zu erzeugen, als gelöst betrachtet werden. L. Lubimoff.

## Muscheln als Gleisbettungsstoff.

Seit Jahren wird auf den Südbahnen des russischen Eisenbahnnetzes ein eigenartiger Gleisbettungsstoff angewendet. Er besteht aus sehr kleinen Muscheln (s. Abb.), die am Strande des

Azowschen Meeres bei der Stadt Genitschesk in sehr großer Menge vorhanden sind. Diese Art von Bettung besitzt bei sehr geringem Raumgewichte (1013 kg/m³) eine ziemlich große Widerstandsfestigkeit und genügende Durchlässigkeit, also beide hauptsächlichen Bedingungen eines guten Gleisbettungsstoffes.




Muscheln als Gleisbettungsstoff.

Das Gleis auf Muschelbettung liegt sehr elastisch, ruhig und staubfrei. Außerdem bekommt es ein ganz schmuckes Aussehen. Obgleich nach Verlauf von einigen Jahren die Muscheln beim Stopfen und durch Reibung teilweise zertrümmert werden, können sie dennoch als guter Bettungsstoff ungefähr 10 bis 12 Jahre, ja noch länger, dienen. L. Lubimoff, Moskau.

### Das Auseinandertreiben der Schienen ohne Beschädigung des Kleineisenzeugs behufs Erhaltung von Wärmelücken.

In Rußland ist vielfach zum Auseinandertreiben der Schienen behufs Erhaltung der Wärmelücken noch die Anwendung von Stoßschienen gebräuchlich. Das hat verschiedene Nachteile: Das Kleineisenzeug wird beschädigt, die Arbeiter können sich Verletzungen zuziehen, die Vorrichtung ist schwerfällig und sie muß vor Vorbeifahrt eines Zuges von der Schiene abgenommen werden. Ausländische Schraubenvorrichtungen wie die von Bauer und Robel beseitigen wohl die beiden ersteren Nachteile, sollen aber nach russischer Anschauung infolge ihrer langsamen Wirkungsweise wenig leistungsfähig sein. Sie müssen vor Vorbeifahrt eines Zuges abgenommen werden. Die Vorrichtung von Bauer erfordert weiterhin die Abnahme der Laschen.

Die Eisenbahnversuchsstation der Jekaterinenbahn baute ein Schraubengerät, das sich durch schnelle und ununterbrochene Arbeit auszeichnet. Es braucht bei Vorbeifahrt eines Zuges nicht abgenommen zu werden und leistet um 20 v. H. mehr als die Stoßvorrichtung. Das Gerät besteht aus einem Gewindestab mit zwei Schuhen, mit denen das Gerät am Schienenfuß befestigt wird. Gehandhabt wird es von zwei Arbeitern mittels zweier Hebel mit Knarren, die an den Vierkant-Enden des Gewindestabes angreifen. Es werden stets zwei Geräte angebracht, die gleichzeitig an zwei gegenüberliegenden Schienenstößen von der Außenseite her arbeiten. Auf diese Weise können gleichzeitig zwei Gleisstöße (vier Schienen) auf 100 bis 200 mm und mehr verzogen werden. Zweijährige Verwendung hat die Vorzüge der Vorrichtung erwiesen und es werden alle Bezirke der Jekaterinenbahn mit dem neuen Geräte ausgestattet. Dr. S.

### Prodorite, ein säurefester Beton.

Prodorite, eine Erfindung des Genfer Ingenieur-Chemikers Dr. M. Lévy, ist ein betonartiger Baustoff, zu dessen Herstellung an Stelle von Portlandzement ein Teerpech von hoher Schmelztemperatur verwendet wird. Dieses Bindemittel wird aus einem Sondermaterial nach einem Sonderverfahren gewonnen. Die Herstellung des Baustoffes erfolgt bei einer Temperatur von etwa 270° und kann auch auf der Baustelle erfolgen.

Die hervorragendste Eigenschaft des neuen Baustoffes ist seine hohe Widerstandsfähigkeit gegen alle chemischen Einflüsse. Auch die mechanischen Festigkeiten übertreffen die eines Betons mit 300 kg Zement + Wasser im m³. Zur Zeit werden drei Sorten des neuen Baustoffes hergestellt.

Prodorite I mit hohen mechanischen Festigkeiten besteht aus vorwiegend gebrochenem Sand- und Kiesmaterial (säurefester Quarz und Porphyr) und ist gegen chemische Einflüsse aller Art sehr widerstandsfähig.

Prodorite II mit gleich guten Festigkeitseigenschaften, enthält ausgesuchtes, reines, natürliches Sand- und Kiesmaterial und ist gegen chemische Einflüsse geringer Aktivität widerstandsfähig. (Saure Bodenarten, Gips- und Magnesiawässer, Fäkalien usw.)

Prodorite B besitzt nicht die guten Festigkeitseigenschaften, leistet aber der mechanischen Abnutzung größeren Widerstand.

Die in den Jahren 1927/28 an der eidgenössischen Materialprüfungsanstalt in Zürich ausgeführten Versuche haben folgende Mittelwerte der Festigkeitseigenschaften ergeben:

Raumgewicht 2,3; Würfeldruckfestigkeit 560 kg/cm²; Biegezugfestigkeit 80 kg/cm²; Ringzugfestigkeit 40 kg/cm²; Haftfestigkeit von Eiseneinlagen 65 kg/cm².

Temperaturen von + 70° und − 18° Cs ind ohne nachteiligen Einfluß. Die Rißbildungslast bei bewehrten Balken liegt etwa 50% höher als bei bewehrten Balken aus Beton mit hochwertigem Portlandzement.

Das Elastizitätsmaß ist auf Druck 300000 bis 400000 kg/cm² für Spannungen bis 150 kg/cm²; auf Biegung 200000 bis 300000 kg/cm² für Spannungen bis 45 kg/cm². Bei der Herstellung der Bauwerke ist zu beachten, daß Prodorite bei der Verfestigung etwa um 2‰ schwindet. Hergestellt wird Prodorite von der S. J. P.; Industriegesellschaft Pratteln. Sp.

(Schweizerische Bauzeitung, Nr. 18.)

## Elektrische Bahnen; besondere Eisenbahnarten.

### Die Einführung des elektrischen Betriebs auf der Südafrikanischen Staatsbahn.

Wie Streckenverhältnisse und Betriebsbedingungen bei schwierigen Verhältnissen die Einführung der elektrischen Zugförderung erheischen, dafür ist ein neuer Beweis die Strecke Pietermaritzburg—Glencoe-Junction der Südafrikanischen Staatsbahn, auf der aus diesen Gründen vor kurzem eine bemerkenswerte Elektrisierung durchgeführt worden ist.

Über die Südafrikanische Staatsbahn als solche sei hier nur kurz folgendes angeführt: Die Südafrikanische Union, die über ein Landgebiet von rund der zweieinhalbfachen Größe Deutschlands verfügt, und wenn man das Mandatgebiet des früheren Deutsch-Südwestafrika einrechnet, sogar der viereinhalbfachen Größe, mit rund 7,5 Millionen Einwohnern, hat zugleich mit ihrer Gründung die Eisenbahnen des Landes zu einer einheitlichen Staatsbahn zusammengeschlossen. Es waren dies die früheren drei großen Regierungsbahnen, die Cape Government Railway, die Natal Government Railway und die Central South African Railway nebst einer Reihe kleinerer Privatbahnen, zu denen 1922 auch die Eisenbahnen des Mandatgebiets des früheren Deutsch-Südwestafrika hinzugetreten sind. Die Südafrikanische Staatsbahn, abgekürzt SAR (South African Railway), bildet durch ihre technisch fortschrittliche Leitung eine der wesentlichsten Ursachen für die starke wirtschaftliche Entwicklung des Landes in den Jahren nach dem Weltkriege, der sich in den lebhaft steigenden Verkehrszahlen und der schnellen technischen Entwicklung des Bahnnetzes und des Fahrzeugparks widerspiegelt. Verstärkung des Oberbaus, Beschaffung von neuzeitlichen Drehgestellpersonenwagen für die großen durchgehenden Strecken, von Großgüterwagen für den starken Massengüterverkehr, und von höchst neuzeitlichen Lokomotiven kennzeichnen die technischen Fortschritte der letzten Jahre und haben zu Betriebsleistungen geführt, die sich mit denen der europäischen Bahnen in Anbetracht der ausnehmend zerklüfteten natürlichen Gestalt des Landes im Fernschnellzugverkehr als durchaus ebenbürtig vergleichen lassen. So legt der „Union-Expreß“ die Strecke von Kapstadt nach Johannesburg, quer durch die ganze Südafri-

kanische Union, in 28½ Stunden zurück, eine Entfernung von rund 1540 km, die derjenigen von Berlin nach Friedrichshafen am Bodensee und zurück ziemlich gleichkommt. Die dabei erzielte reine Reisegeschwindigkeit von 54 km/h ist in Anbetracht der schwierigen Streckenverhältnisse und zu überwindenden beachtlichen Höhenunterschiede durchaus als gute Leistung zu werten.

Von dem rund 20000 km umfassenden Streckennetz ist der weitaus größere Teil, nämlich rund 18500 km, in Kapspur von 1067 mm Spurweite erbaut, der Rest mit nur 610 mm Spurweite.

Besonders schwierige Streckenverhältnisse und dabei reger Verkehr herrschen in Natal, dem Tal der Tausend Hügel, das besonders deutlich den zerklüfteten Steilabfall von den bis 3650 m sich erhebenden Drakensbergen zur Küste zeigt. Außerordentlicher Kurvenreichtum und sehr geringe Krümmungshalbmesser, die auf diesen Strecken vielfach bis auf 90 m herabgehen, sind ja überhaupt kennzeichnend für das Bahnnetz der Südafrikanischen Staatsbahn. Aus diesem Grunde ist auch die Hauptstrecke in Natal, die Verbindung zwischen Pietermaritzburg und Johannesburg, bis sie nach Überschreitung der Gebirgskette das Hochland erreicht hat, für die Einführung der elektrischen Zugförderung besonders geeignet. Eröffnet worden ist in elektrischem Betrieb die Strecke von Pietermaritzburg über das Drakensgebirge nach Ladysmith, wo die Strecke nach dem südlichen Transvaal abzweigt, und weiter bis Glencoe-Junction, wo sich von der direkten Strecke nach Johannesburg diejenige nach Lourenzo Marquez nördlich abzweigt. Glencoe liegt in der Nähe des Schwerpunktes der Kohlenfelder von Natal, und ein großer Teil des Frachtverkehrs der Strecke nach dem Hafen Durban besteht aus der hier gewonnenen Kohle. Die Strecke hat insgesamt 275 km Länge, beginnt in Glenoce in rund 1300 m Höhe über dem Meeresspiegel, senkt sich zunächst bis Ladysmith auf rund 950 m, und überschreitet mit rund 1500 m die Drakensberge, um sich bis Pietermaritzburg auf 675 m zu senken. Von dort bis zum Hafen Durban sind noch rund 110 km.

Als Stromsystem wurde 3000 V Gleichstrom mit Oberleitung gewählt. Das die Strecke versorgende Kraftwerk liegt in Colenso, ziemlich halbwegs zwischen Ladysmith und Estcourt, wo die Bahn den Tugelafluß überschreitet. Dieses Bahnkraftwerk umfaßt fünf 12000 kW Turbogeneratoren, die Drehstrom von 50 Hertz und 6600 V erzeugen, der in einem Freiluftumspannwerk auf 88000 V für die Fernübertragung heraufgespannt wird. Je zwei Fernleitungen gehen von dem Kraftwerk nach Norden nach Glencoe und nach Süden nach Pietermaritzburg; sie sind zu größeren Störungsfreiheit für die Fernsprech- und Telegraphenleitungen von der Bahnlinie entfernt geführt, aber auch untereinander etwa 1 km voneinander entfernt, um auch hier gleichzeitige Störungen in beiden Leitungen durch äußere Gewalt möglichst auszuschalten. In jedem der zwölf in Abständen von rund 20 km über die Strecke verteilten Unterwerke sind jedoch die beiden Leitungen zusammengeführt, so daß sie sich gegenseitig als Ersatz dienen können. Diese verhältnismäßig geringe Entfernung der Unterwerke voneinander (bei anderen elektrisch betriebenen Gebirgsbahnen mit gleichem Stromsystem, wie etwa der Chicago-Milwaukee-St. Paul-Bahn, beträgt sie rund 50 km) wird bedingt durch die auf einer nur eingleisigen Strecke bei starken Steigungen und hohem Krümmungswiderstand zu fördernden schweren Lasten, weil wegen der Stromentnahme aus nur einer Fahrleitung bei größerer Entfernung der Spannungsabfall unzulässig groß werden würde. Die Unterwerke sind abwechselnd mit einem und zwei Maschinensätzen ausgerüstet, die aus einem Synchron-Motor mit zwei in Reihe geschalteten 1500 V Gleichstromgeneratoren bestehen. Alle Unterwerke weisen vollautomatischen Betrieb auf und werden von der Betriebswarte im Bahnkraftwerk Colenso ferngesteuert. Jeder Motorgenerator hat eine Dauerleistung von 2000 kW. Um beim gleichzeitigen Anfahren zweier Züge in einem Speiseabschnitt ein Fallen des Hauptschalters in dem einem hochbelastetem Unterwerk zu verhindern, wird beim Überschreiten einer gewissen Stromstärke selbsttätig die Spannung vermindert, damit die beiden benachbarten Unterwerke stärker zur Speisung herangezogen werden. Die einzelnen Unterwerke sind nicht direkt mit der Betriebswarte in Colenso mit ihren Anzeigeinstrumenten verbunden, sondern nur mit den nächstgelegenen Stationen, von denen auf besonderen Fernsprechleitungen die Meldungen der Betriebswarte weitergegeben werden. Das Kraftwerk und die Fernleitungen mit den Unterwerken wurde von einer besonderen Elektrizitätslieferungsgesellschaft übernommen, die auch gleichzeitig Industrie und anliegende Städte mit Strom versorgt. Aus diesem Grunde wurde auch für die Stromerzeugung die allgemein übliche Frequenz für diese Zwecke gewählt an Stelle einer lediglich für die Fernübertragung des Bahnstroms wirtschaftlicheren geringeren Frequenz, die die allgemeine Verwendung im Landesversorgungsnetz ausschließt. Der Querschnitt der Kupferoberleitungen schwankt je nach den Streckenverhältnissen und -belastungen zwischen 400 und 800 mm². Für den Entwurf der elektrischen Lokomotiven wurden sehr erschwerende Bedingungen gestellt, einmal nach der Seite der geforderten Leistung, sodann hinsichtlich der konstruktiven Beschränkungen, bei denen wegen der vorkommenden kleinsten Krümmungen von 90 m Halbmesser ein fester Radstand von nicht über 2,8 m und außerdem wegen des Oberbaus ein Achsdruck von nicht über 18 t vorgeschrieben werden mußte. Unter diesen Bedingungen eine elektrische Lokomotive für schwersten Güterzugdienst auf starken Steigungen zu schaffen, erforderte die Unterteilung der Leistung auf mehrere voneinander unabhängige Maschineneinheiten, so daß eine Lokomotiveinheit mit vier Triebachsen in zwei Drehgestellen geschaffen wurde, deren jede durch einen Tatzenlagermotor angetrieben wird. Es entstand so eine Lokomotive einfacher Bauart, die bei den vorgesehenen Höchstgeschwindigkeiten auch durchaus befriedigende Laufeigenschaften zeigt. Für die normal zu befördernden Züge werden drei Lokomotiveinheiten dieser Bauart unmittelbar gekuppelt verwendet, und da jeder Motor 300 PS Leistung aufweist, stehen dann 3600 PS zur Verfügung. Die Zugkraft bei der Stundenleistung beträgt ziemlich genau 30 t, und die zugehörige Geschwindigkeit rund 34 km/h. Alle Lokomotiveinheiten sind mit Vielfachsteuerungen ausgerüstet, deren stromführende Teile für die unmittelbare Kupplung von vier solchen Einheiten bemessen sind, die dann vom führenden Führerstand aus betätigt werden. Durch diese Bauart ist es gelungen, die Anforderungen des Personen- und Güterverkehrs mit nur einer einzigen Lokomotivgattung zu befriedigen, wobei freilich die Geschwindigkeit der Personenzüge, wie schon aus dem gebirgigen Gelände erklärlich, einigermaßen beschränkt bleiben muß. Die wechselnde Zugkraft wird lediglich durch Kupplung einer zwischen 1 und 4 Einheiten schwankenden Zahl von gleichartigen Lokomotiveinheiten erreicht. Je zwei Motoren eines Drehgestells bilden eine steuerungstechnisch zusammengefaßte Einheit mit elektropneumatischen Schützen. Zur Erzeugung von Strom für die Steuerung und die Hilfsstromkreise sind zwei Motorgeneratoren vorgesehen, deren einer von 16 kW Leistung den Steuer- und Hilfsstrom von 100 V erzeugt und gleichzeitig parallel auf eine Batterie arbeitet, die im Notfall diese Stromkreise versorgt. Außerdem ist noch ein zweiter Motorgenerator von 28 kW Leistung und einem von der Batterie fremderregten Generator vorhanden, der die Erregung der Hauptmotoren für die Stromrückgewinnung auf der Talfahrt liefert. Der gesamte 3000 V-Teil ist auf der Lokomotive in eine besondere Hochspannungskammer eingebaut, die in bekannter Weise mit der Druckluftzuführung zum Stromabnehmer verriegelt wird. Von dem 100 V-Hilfsstromkreis wird auch ein Motorluftpresser versorgt, der die Preßluft für die Druckluftbremse — nur die Lokomotive besitzt solche, alle Wagen der Südafrikanischen Staatsbahn dagegen Vakuumbremse —, die Stromabnehmer und die Steuerung liefert. Außerdem sind für die Bremsung der Wagen Luftsaugepumpen an den 100 V-Hilfsstromkreis angeschlossen. Dieses etwas unübersichtliche Bremssystem, Druckluftbremse für die Lokomotiven, und Saugebremsen für den ganzen Zug, wurde aus dem Grunde gewählt, weil auf den Lokomotiven die Unterbringung der erforderlichen großen Bremszylinder für eine Luftsaugebremse auf unüberwindliche räumliche Schwierigkeiten stieß. Die Bremsung der Lokomotive wird durch ein Übertragungsventil von der vom Führer allein betätigten Saugebremse des Zuges aus bewirkt.

Günther, Erfurt.

## Der elektrische Betrieb der englischen Südbahn.

Die bekannten Vorteile des elektrischen Betriebes: Beschleunigung und dichtere Zugfolge haben die englische Südbahn veranlaßt, diese Betriebsart auf ihren Strecken, wozu in größerem

Umfange Vorortstrecken von London gehören, in immer stärkerem Maße einzuführen. Die günstigen Wirkungen für die Hebung des Verkehrs sind nicht ausgeblieben.

Auf den elektrisch betriebenen Strecken sind im Zeitraum von 1909/11, wo mit elektrischer Zugförderung begonnen wurde, bis zu den Jahren 1925/26 die Zugleistungen mehr als verdoppelt worden. An Stelle von 9,4 Mill. Zugkilometer bei Dampfbetrieb sind 21 Mill. Zugkilometer der elektrischen Züge getreten. Die Fahrgeschwindigkeit ist dabei im allgemeinen um etwa ein Drittel gesteigert worden. Auf Strecken, auf denen der elektrische Betrieb 1925 eröffnet wurde, haben daher die Verkehrseinnahmen 1928 um 37,8% gegen das Jahr 1927 zugenommen.

Auf der westlichen Gruppe von Strecken wurde die elektrische Zugförderung in den Jahren 1915 bis 1917 eingeführt; hier ist der Verkehr seit dem Jahre 1914 sogar um 111% gestiegen, und Strecken, auf denen die Elektrizität die Dampfkraft erst in den Jahren 1925 und 1926 ersetzt hat, zeigen heute bereits einen Verkehrszuwachs von 15 und 25%.

Allerdings sind die durch Verkehrssteigerung erzielten höheren Einnahmen durch hohen Kapitalaufwand erkauft. Bis Ende 1928 hatte die Südbahn für die Einführung elektrischer Zugförderung auf ihren Londoner Vorortstrecken 10,5 Mill. Pfd. ausgegeben. Davon sind jedoch nur 6 Mill. dem Anlagekapital zur Last geschrieben worden, der Rest ist zum großen Teil aus Rücklagen entnommen worden, und einen Teil davon hat die Betriebsrechnung der verschiedenen Jahre tragen müssen. Selbst wenn man aber berücksichtigt, daß diese Beträge auch verzinst werden müssen, haben doch nicht nur die Fahrgäste, sondern auch die Inhaber der Aktien Vorteile von der Einführung elektrischen Betriebes, und diese Vorteile werden in Zukunft, so erwartet man mit Bestimmtheit, eher zu- als abnehmen.

Am 3. März ist auf der Strecke bis Epsom, 25 km von den Londoner Endbahnhöfen Victoria und London Bridge der Südbahn entfernt, der elektrische Betrieb eröffnet worden. Damit ist der Übergang von Dampf zu Elektrizität zu einem gewissen, aber noch nicht endgültigen Abschluß gekommen. Das von der Umstellung auf elektrische Triebkraft betroffene Vorortnetz der Südbahn umfaßt 420 km mit 1200 km Gleis. Als Betriebskraft dient Gleichstrom, der durch eine dritte Schiene zugeführt wird. Ein Teil der Strecke war ursprünglich für Wechselstrom eingerichtet, der von einem Fahrdraht abgenommen wurde. Beim weiteren Ausbau ist aber diese Einrichtung beseitigt worden, und es besteht nun durchgehend Gleichstrombetrieb.

Zusammen mit der Einrichtung elektrischen Betriebes sind auch eine Anzahl baulicher Veränderungen vorgenommen worden. Eine Anzahl Bahnhöfe und Haltestellen sind um- und ausgebaut worden, neue Verbindungen zwischen bestehenden Strecken sind geschaffen worden, so daß der Verkehr durch den Übergang der Züge von einer Strecke auf die andere flüssiger gemacht werden kann. Auch der Bau der neuen Eisenbahn Wimbledon—Sutton im Südwesten von London, auf der demnächst der Betrieb teilweise eröffnet werden soll, steht mit der Einführung elektrischer Zugförderung im Zusammenhang.

Der Betriebsstrom wird als Wechselstrom aus einem bahnfremden Werk bezogen und von einer Verteilerstelle aus auf die Unterwerke der Eisenbahn verteilt, wo er in Gleichstrom umgeformt wird.

Als Stromschiene dient eine Breitfuß-(Vignoles-)schiene von 50 kg/m Gewicht, von der der Strom auf der oberen Fläche abgenommen wird. Die Schiene ruht auf Porzellankörpern von der bei den englischen Eisenbahnen als Regel angenommenen Form.

Zu den Bauarbeiten aus Anlaß der Einführung elektrischen Betriebes gehört auch die Errichtung einer Wagenhalle von 183 m Länge und 56,7 m Breite mit 12 Gleisen. We.

### Elektrisierungsfortschritte in Italien.

Am 24. Mai 1929 wurde der elektrische Betrieb auf der 89,3 km langen Strecke Bozen—Brenner eröffnet. Die größte Steigung dieser Strecke beträgt 22,5 v. T. Das Stromsystem ist Dreiphasen-Drehstrom von 3700 V Fahrdrahtspannung und 16,7 Perioden. Sieben Unterwerke in Brennerbad, Sterzing, Grasstein, Vahrn, Klausen, Atzwang und Bozen speisen die Fahrleitung. Die Speiseleitungen stehen unter 60000 V Spannung. Die Energie wird von privaten Werken geliefert und zwar von der Zentrale in Vizze, später auch von jenen in St. Michael und Kardaun. Der Bau eines neuen Verwaltungsgebäudes in Brixen ist beabsichtigt.

Eine besondere Leistungserhöhung brachte die Einführung des elektrischen Betriebs auf der Strecke Bologna—Florenz. — Vor der Einführung des elektrischen Betriebs verkehrten auf dieser Strecke täglich etwa 35 Züge, im Maximum 54, wobei die Grenze erreicht war; heute sind es täglich etwa 52 Züge bis zu 71 in besonderen Fällen. Die Länge der Strecke beträgt 135 km; davon sind Bologna—Pistoia eingleisig, Pistoia—Florenz doppelgleisig. Auf der südlichen Seite ist eine 21 km lange Steigung von 22 bis 26 v. T., auf der nördlichen sind ebenfalls sehr lange Steigungen bis zu 25 v. T. zu überwinden.

Das Stromsystem ist wie oben Dreiphasen-Drehstrom von 3700 V Fahrdrahtspannung und 16 bis 17 Perioden. Die Verteilungsspannung ist 60000 V. Im Jahre 1927 betrug der Stromverbrauch rund 37 Millionen kWh. Schn.

Riv. tecn. ferr. ital. Mai u. Juni 1929.

### Elektrisierung englischer Hauptbahnlinien.

Nach einer Mitteilung im „The Railway Engineer" hat die englische Regierung ihre Aufmerksamkeit der Frage der Elektrisierung von Hauptbahnlinien zugewendet und einem Ausschuß aus drei Sachverständigen mit der Untersuchung der einschlägigen Fragen betraut. Er soll im Hinblick auf die Fortschritte, die in der Anwendung von Höchstspannungen zur Übertragung elektrischer Energie gemacht wurden, prüfen, ob es in wirtschaftlicher und anderer Hinsicht empfehlenswert sei, die Elektrisierung bei den englischen Bahnen, insbesondere auf Hauptbahnen einzuführen.

## Verschiedenes.

### Lokomotivvergebung der Reichsbahn.

Die Reichsbahn muß auch in der nächsten Zeit in der Vergebung von Lokomotivaufträgen stark zurückhalten. Wegen der angespannten finanziellen Lage können nur die notwendigsten Bestellungen gemacht werden. Bekanntlich waren für das erste Halbjahr 1930 50 Lokomotiven vorgesehen. Dazu sollte für das zweite Halbjahr 1930 eine gleich große Bestellung treten. Mit Rücksicht auf die finanzielle Lage der Reichsbahn können jedoch zunächst nur einige 20 Lokomotiven für das zweite Halbjahr vergeben werden, so daß insgesamt eine Vergebung von 70 bis 80 Lokomotiven zunächst in Frage kommt.

Auf Berlin entfallen 16 Lokomotiven, die größtenteils an die Firma Schwarzkopff vergeben werden. Es handelt sich hier um zehn schwere Schnellzuglokomotiven und drei Schmalspurlokomotiven. Außerdem werden für die Fortentwicklung der Bauformen noch einige Versuchslokomotiven vergeben, von denen z. B. die Firma Borsig in Berlin drei leichte Schnellzuglokomotiven erhalten wird.

18 Schnellzuglokomotiven bayerischer Bauart sind der Firma Henschel & Sohn in Kassel in Auftrag gegeben worden infolge ihrer Verbindung mit der Firma Maffei in München. Daß diese 1908 geschaffene, inzwischen neuzeitlich verbesserte 2C1-Type der ehemaligen bayerischen Staatseisenbahnen weiter gebaut wird, ist ein Beweis ihrer Verwendbarkeit hinsichtlich Leistung und Wirtschaftlichkeit.

Zwölf schwere Schnellzuglokomotiven sind an die Firma Krupp vergeben worden, die für die Folge zugunsten der Linke-Hofmann-Werke den Waggonbau aufgibt und außer ihrem eigenen Arbeitsanteil noch den von Hohenzollern, Humboldt und Karlsruhe übernommen hat.

Zehn Güterzug-Tenderlokomotiven sind der Hanomag in Hannover zur Lieferung übertragen worden.

Die Maschinenfabrik Esslingen wird, da ihr Arbeitsanteil so niedrig ist, daß eine wirtschaftliche Fertigung der Lokomotiven im Jahre 1930 nicht möglich ist, an Stelle von Lokomotiven die Lieferung von Personenwagen übernehmen.

Die J. A. Maffei A. G. in München erhielt zwei Schnellzuglokomotiven, die Lokomotivfabrik Krauß & Co. sechs Tenderlokomotiven.

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

Abb. 4.

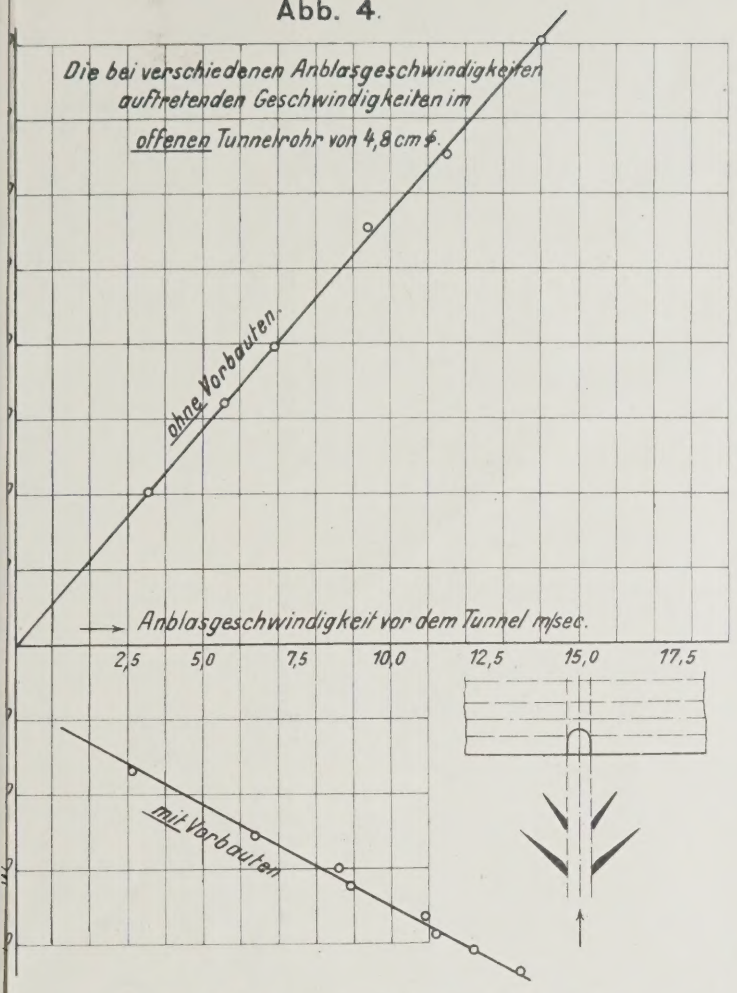
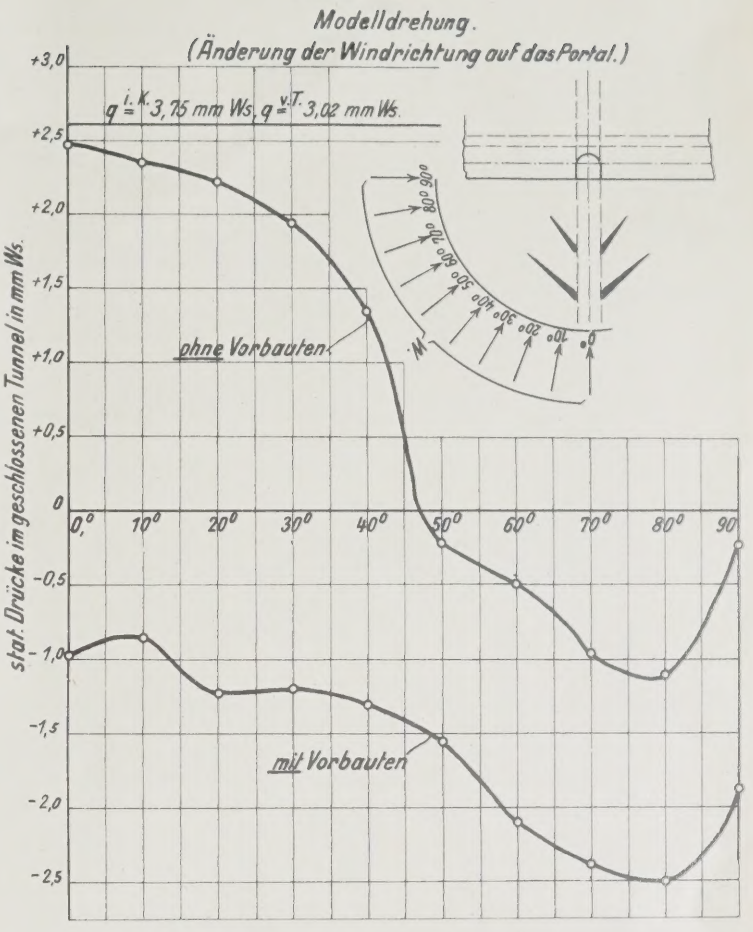



Abb. 6.




Wirkung der Vorbauten bei geschlossenem und offenem Tunnel.

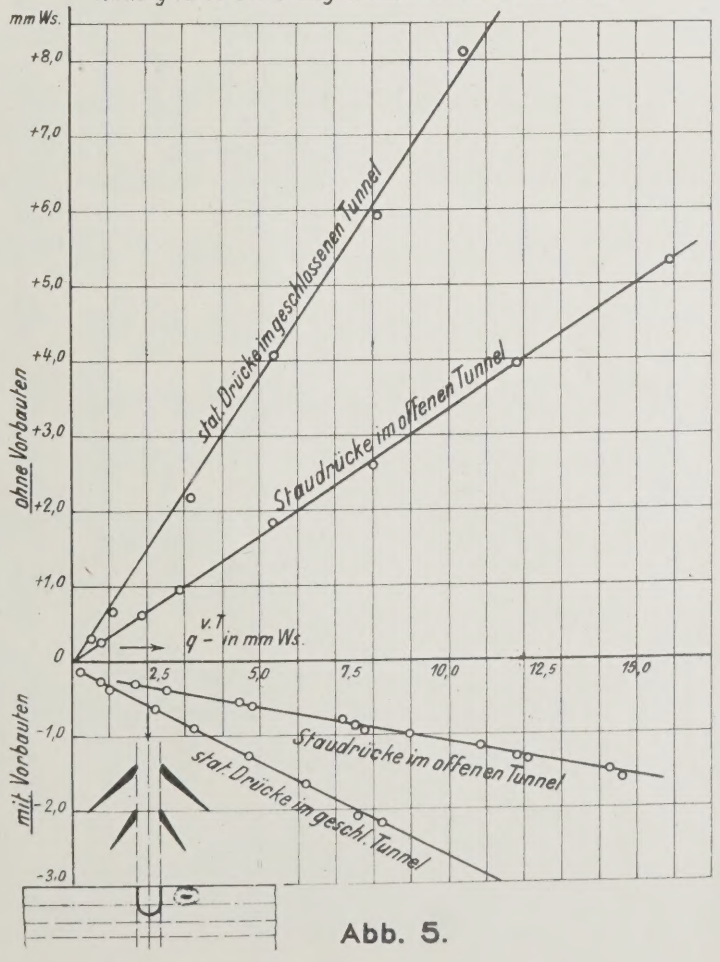


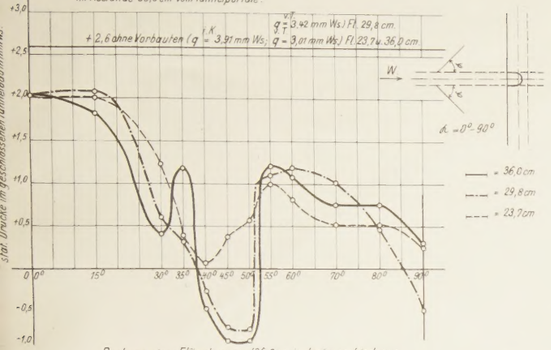

Abb. 5.

Zahlentafel zu den Strömungsbildern 1 bis 15.
(Wiedergegeben ist Strömungsbild 10 bis 15 auf Tafel IV.)

| $s^{i.T.}$ | Zahl | Vorbauten bei $q^{i.K.} = +3{,}93$, $q^{v.T.} + 3{,}5$ mm WS | $\frac{t}{cm}$ | $a^0$ | Strömungsbild |
|---|---|---|---|---|---|
| + 2,7 | — | Ohne Vorbauten | — | — | 1 |
| + 2,11 | 1 | Ebene 7,9 cm tief | 66,5 | 45° | 2 |
| + 1,85 | 2 | „ 7,9 „ „ | 66,5 | 45° | 3 |
| + 1,73 | 1 | „ 12,1 „ „ | 66,5 | 45° | 4 |
| + 1,26 | 2 | „ 12,1 „ „ | 66,5 | 45° | 5 |
| + 1,33 | 1 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 6 |
| + 0,39 | 2 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 7 |
| + 1,49 | 1 | Flügel 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 8 |
| + 0,27 | 2 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 9 |
| + 1,00 | 1 | Ebene 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 10 |
| — 0,71 | 2 | „ 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 11 |
| + 1,20 | 1 | Flügel 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 12 |
| — 0,92 | 2 | „ 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 13 |
| + 2,16 | 2 | Ebene 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | — |
| + 1,11 | 2 | Flügel 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | — |
| + 1,34 | 4 | „ 2 × 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | — |
| | | „ 2 × 36,0 „ „ | 42,5 | 30° | |
| — 0,20 | 4 | Ebene 2 × 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 14 |
| | | 2 × 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | |
| — 0,96 | 4 | Flügel 2 × 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 15 |
| | | 2 × 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | |

C. W. Kreidel's Verlag, München

**Abb. 1.** *Drehung dreier Flügelpaare verschiedener Tiefe (36,0 cm; 29,8 cm; 23,7 cm) im Abstande 66,5 cm vom Tunnelportale.*




*Drehung eines Flügelpaares (36,0 cm) in drei verschiedenen Abständen vom Tunnelportal.*

**Abb. 2.**

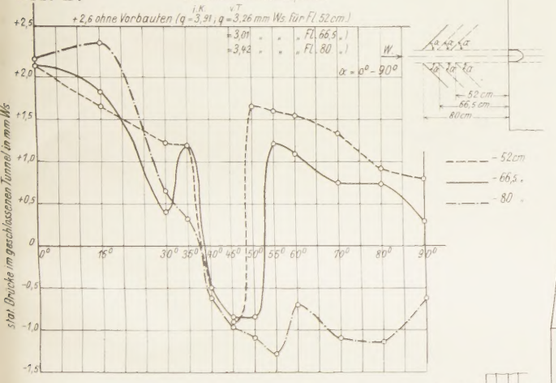



**Abb. 3.**

*Drehung eines Einzelflügels (36,0 cm Tiefe) in drei verschiedenen Abständen vom Tunnelportal.*

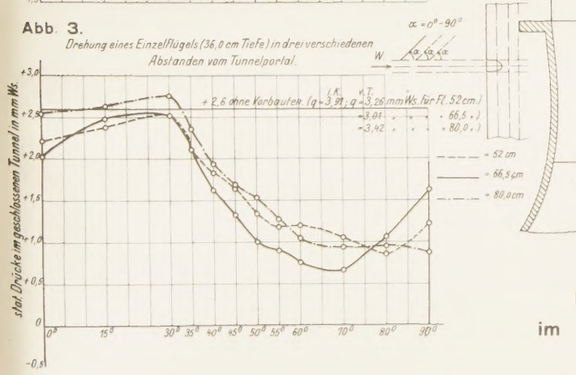



**Abb. 7. Meßanordnung und Modell der Versuchsreihe II.**

Modell im Maßstabe 1/60 der natürlichen Größe.

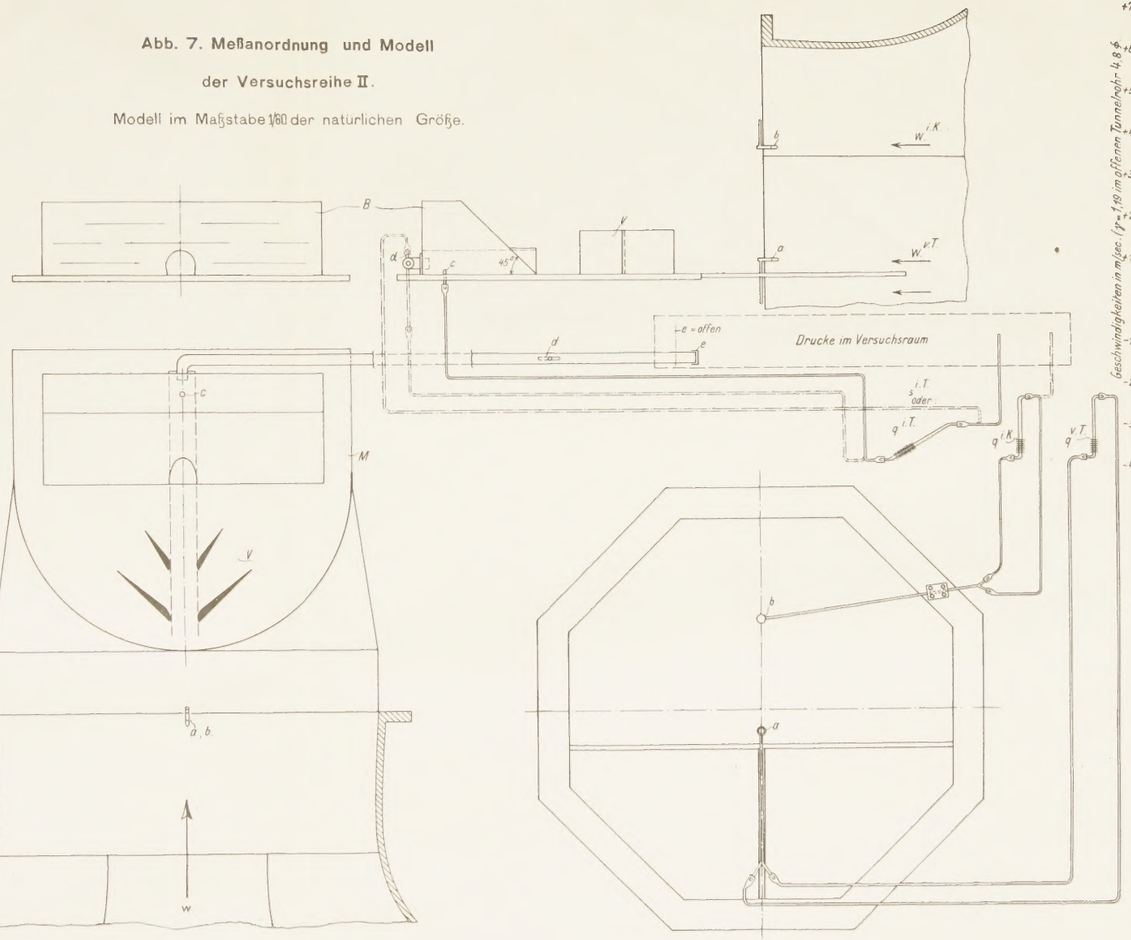



**Abb. 4.**

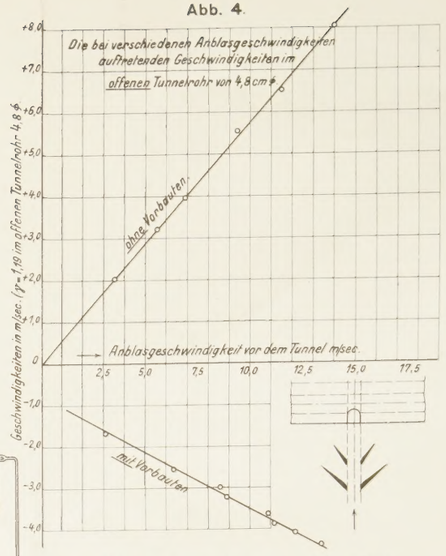
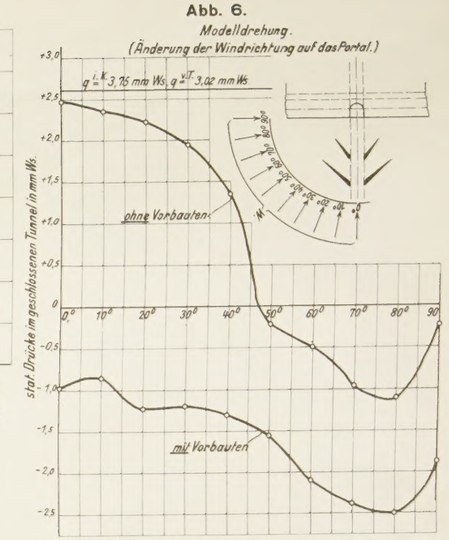



**Abb. 6.**

*Modelldrehung.*
*(Änderung der Windrichtung auf das Portal.)*




*Wirkung der Vorbauten bei geschlossenem und offenem Tunnel.*

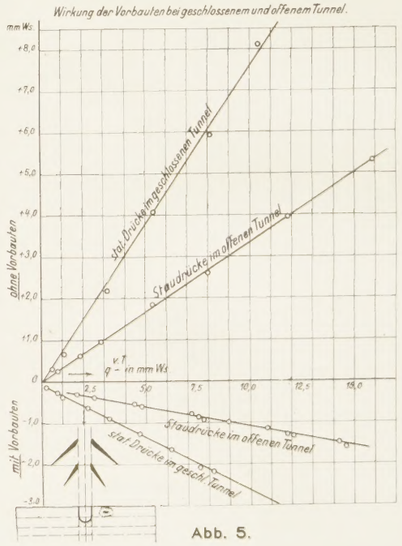



**Abb. 5.**

Zahlentafel zu den Strömungsbildern 1 bis 15.
(Wiedergegeben ist Strömungsbild 10 bis 15 auf Tafel IV.)

| $s^{i.T.}$ | Zahl | Vorbauten bei $q^{i.K.} = +3{,}93$, $q^{v.T.} + 3{,}5$ mm WS | t cm | a° | Strömungsbild |
|---|---|---|---|---|---|
| + 2,7 | — | Ohne Vorbauten | — | — | 1 |
| + 2,11 | 1 | Ebene 7,9 cm tief | 66,5 | 45° | 2 |
| + 1,85 | 2 | „ 7,9 „ „ | 66,5 | 45° | 3 |
| + 1,73 | 1 | „ 12,1 „ „ | 66,5 | 45° | 4 |
| + 1,26 | 2 | „ 12,1 „ „ | 66,5 | 45° | 5 |
| + 1,33 | 1 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 6 |
| + 0,39 | 2 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 7 |
| + 1,49 | 1 | Flügel 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 8 |
| + 0,27 | 2 | „ 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | 9 |
| + 1,00 | 1 | Ebene 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 10 |
| − 0,71 | 2 | „ 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 11 |
| + 1,20 | 1 | Flügel 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 12 |
| − 0,92 | 2 | „ 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 13 |
| + 2,16 | 2 | Ebene 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | — |
| + 1,11 | 2 | Flügel 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | — |
| + 1,34 | 4 | „ 2 × 23,7 „ „ | 66,5 | 45° | — |
| | | „ 2 × 36,0 „ „ | 42,5 | 30° | |
| − 0,20 | 4 | Ebene 2 × 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 14 |
| | | 2 × 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | |
| − 0,96 | 4 | Flügel 2 × 36,0 „ „ | 66,5 | 45° | 15 |
| | | 2 × 23,7 „ „ | 42,5 | 30° | |

**Zum Aufsatz:**

**Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll uud wirtschaftlich zu gestalten.**

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag, München

## Geringe Wirkungsverringerung bei starker örtlicher Unsymmetrie des Geländes.

Gemessen: $q = {}^{i.K.}+3,93$; $q = {}^{v.T.}3,18$ mm Ws. $_{2i}$

Gleichem Staudruck vor dem Tunnel entsprechen nachstehende statische Drücke im geschlossenen Tunnel:

a). ohne Vorbauten: $s^{i.T.} = +2,6$ mm WS.

b). mit „ „ : $s^{i.T.} = -0,96$ „ „

c). „ Störungsteil einseitig

**Abb. 2.**

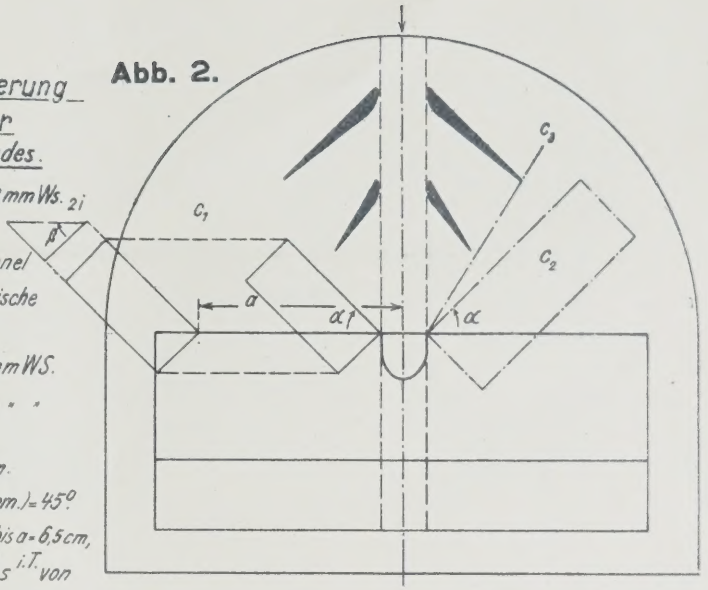



**Abb. 2.** $c_1$ Ebene (Böschung): 36 cm × 21 cm.

$\alpha$ (horiz. gem.) = 45°; $\beta$ (vert. gem.) = 45°

wenn die Böschung von a = 55,0 cm bis a = 6,5 cm, parallel verschoben wird, so fällt $s^{i.T.}$ von −0,57 cm Ws. bis = −0,89 mm Ws. wenn $\beta$ von 45° bis 90°, steigt, so ist die Änderung von $s^{i.T.}$ gering. (max 0,1 mm Ws.)

$c_2$ Ebene: 59 cm × 30 cm; $\alpha = 45°$; $\beta = 45°$

$a = 6,5$ cm; $s^{i.T.} = -0,91$ mm Ws.

$c_3$ Ebene, wie $c_2$, senkrecht ($\beta = 90°$) und vord. Flügel (36 cm Tiefe) berührend

$a = 6,5$ cm; ? : $s^{i.T.} = -0,91$ mm Ws.

**Abb. 3.**

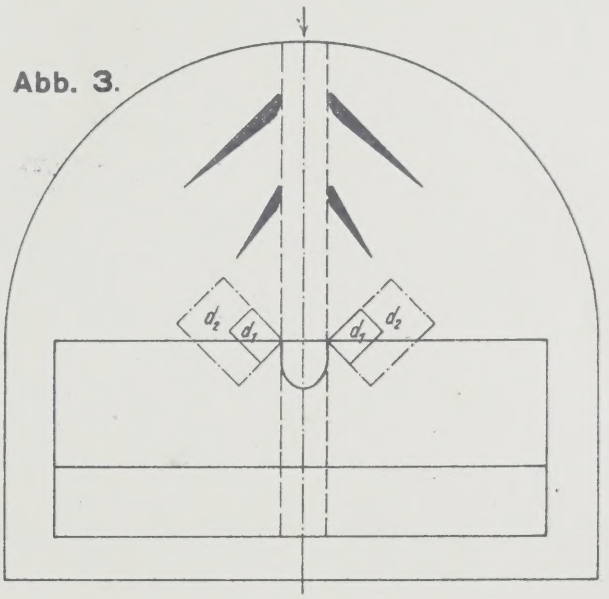



**Abb. 3.** d.) mit Störungsteil zweiseitig.

$d_1$ Ebenen: 12,1 cm × 21,0 cm

$\alpha = 45°$; $\beta = 45°$; $a = 6,5$ cm so

$s^{i.T.} = -0,32$ mm Ws.

$\beta$ von 0°–90° so: $s^{i.T.}$ wie unter $c_1$.

$d_2$ Ebenen: 23,7 cm × 21,0 cm, sonst wie $d_1$

$s^{i.T.} = +1,00$ mm Ws.

**Abb. 4.**

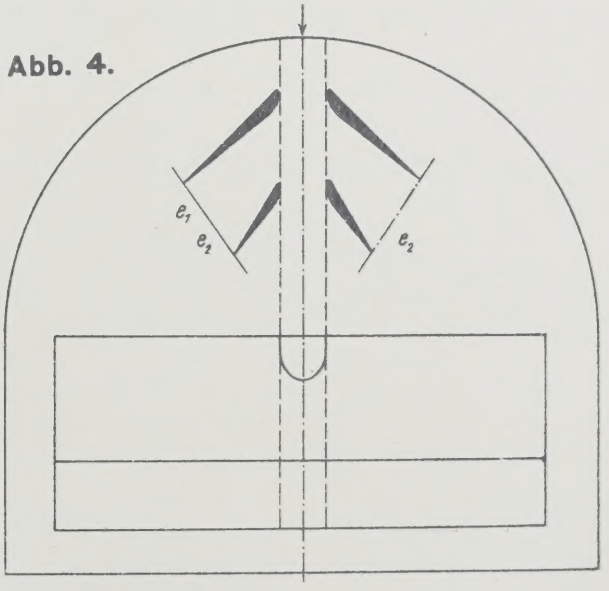
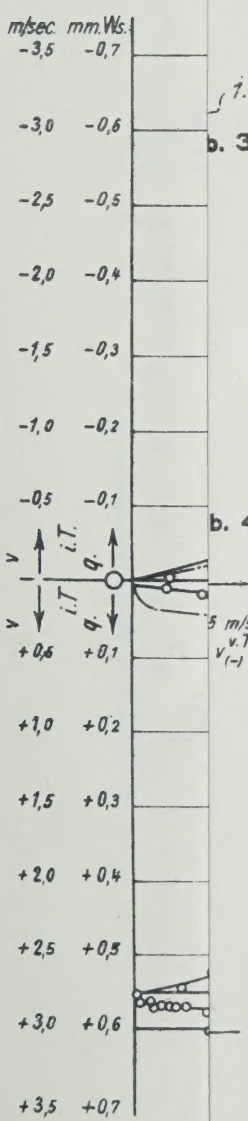



**Abb. 4.** e). mit Störungsteil ein- und zweiseitig

$e$ Ebene: 36,0 cm x 21,0 cm an die Enden der Flügel senkrecht ($\beta = 90°$) angestellt; : $s^{i.T.} = -1,42$ mm Ws.

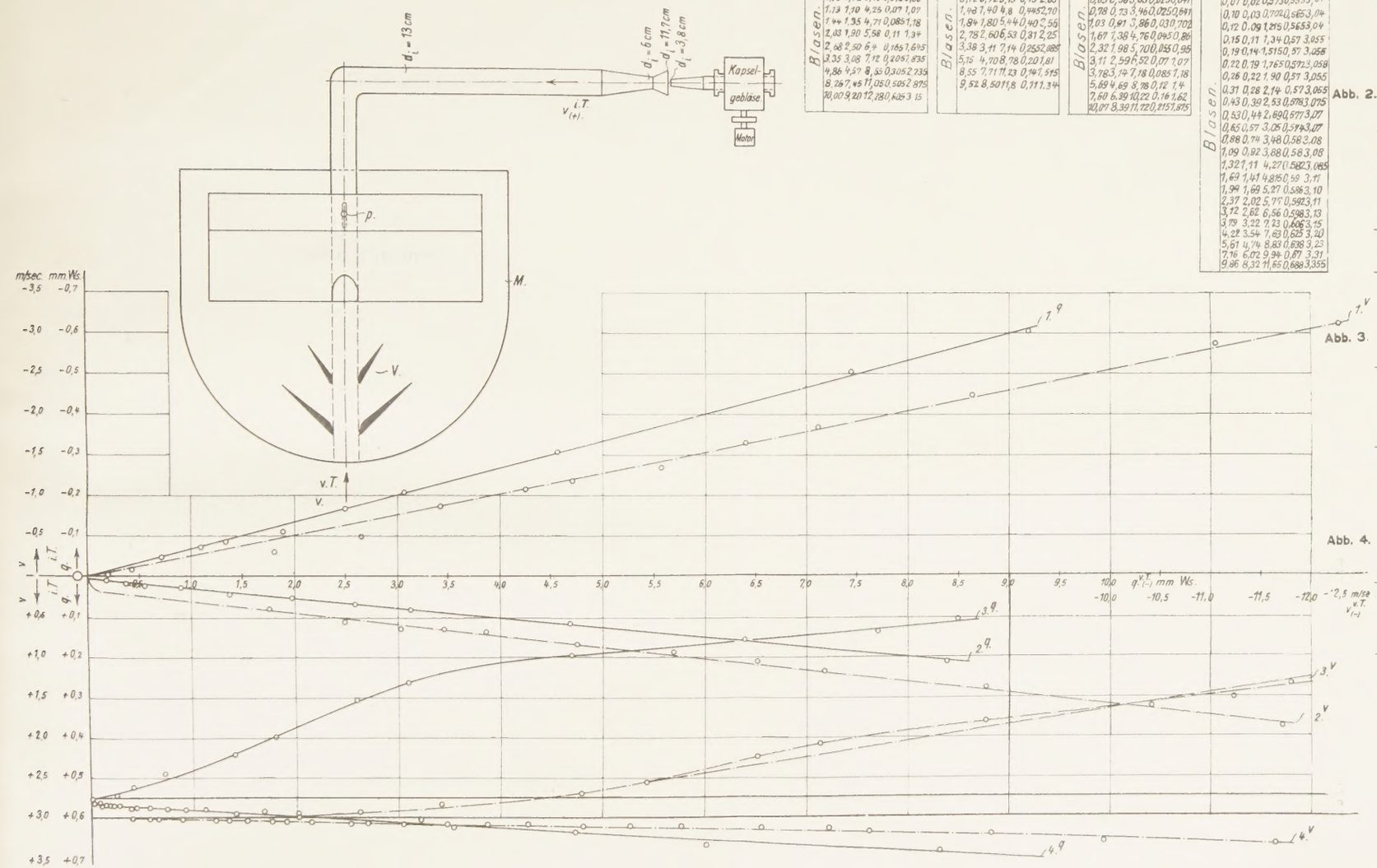
$e_2$ Ebene, wie bei $e_1$, Zweiseitig; : $s^{i.T.} = +1,20$ mm Ws.

F). Ganzer Flügelvorbau durch eine Ebene oben abgedeckt; : $s^{i.T.} = -0,37$ mm Ws.



# Zum Aufsatz:
## Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten.

**Abb. 1. Wirkung der Tunnelvorbauten beim Arbeiten der künstlichen Lüftung.**




| Kurven: 1. ohne Vorbauten. | $i.K$ | $v.T$ | $v.T$ | $i.T$ | $i.T$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | $q(-)$ | $q(-)$ | $v(-)$ | $q(+)$ | $v(+)$ |
| Ruhe: | — | — | — | — | — |
| Blasen: Kapselgebläse: | | | | | |
| | 0,18 | 0,20 | 1,81 | 0,065 | 0,286 |
| | 0,48 | 0,43 | 2,655 | 0,015 | 0,497 |
| | 0,75 | 0,72 | 3,93 | 0,045 | 0,86 |
| | 1,13 | 1,10 | 4,25 | 0,07 | 1,07 |
| | 1,44 | 1,35 | 4,71 | 0,085 | 1,18 |
| | 2,03 | 1,90 | 5,58 | 0,11 | 1,34 |
| | 2,68 | 2,50 | 6,4 | 0,165 | 1,645 |
| | 3,35 | 3,08 | 7,12 | 0,205 | 1,835 |
| | 4,86 | 4,57 | 8,55 | 0,305 | 2,235 |
| | 8,26 | 7,45 | 11,05 | 0,505 | 2,875 |
| | 10,00 | 9,20 | 12,28 | 0,625 | 3,15 |

| Kurven: 3. ohne Vorbauten. | $i.K$ | $v.T$ | $v.T$ | $i.T$ | $i.T$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | $q(-)$ | $q(-)$ | $v(-)$ | $q(+)$ | $v(+)$ |
| Ruhe: | — | — | — | — | — |
| Blasen: Kapselgebläse: | | | | | |
| | 0,17 | 0,25 | 2,075 | 0,046 | 2,99 |
| | 0,39 | 0,42 | 2,825 | 0,052 | 2,93 |
| | 0,72 | 0,72 | 3,93 | 0,09 | 2,83 |
| | 1,94 | 1,40 | 4,8 | 0,145 | 2,70 |
| | 1,84 | 1,80 | 5,44 | 0,140 | 2,56 |
| | 2,78 | 2,60 | 6,53 | 0,31 | 2,25 |
| | 3,38 | 3,11 | 7,14 | 0,255 | 2,085 |
| | 5,15 | 4,70 | 8,78 | 0,201 | 1,81 |
| | 8,55 | 7,71 | 11,23 | 0,141 | 1,515 |
| | 9,52 | 8,50 | 11,8 | 0,111 | 1,34 |

| Kurven: 2. mit Vorbauten. | $i.K$ | $v.T$ | $v.T$ | $i.T$ | $i.T$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | $q(-)$ | $q(-)$ | $v(-)$ | $q(+)$ | $v(+)$ |
| Ruhe: | — | — | — | — | — |
| Blasen: Kapselgebläse: | | | | | |
| | 0,21 | 0,19 | 1,765 | 0,01 | 0,405 |
| | 0,42 | 0,38 | 2,49 | 0,02 | 0,573 |
| | 0,65 | 0,58 | 3,03 | 0,025 | 0,641 |
| | 0,98 | 0,73 | 3,46 | 0,025 | 0,691 |
| | 1,03 | 0,91 | 3,86 | 0,030 | 0,702 |
| | 1,67 | 1,38 | 4,76 | 0,045 | 0,86 |
| | 2,32 | 1,98 | 5,700 | 0,055 | 0,95 |
| | 3,11 | 2,59 | 6,52 | 0,077 | 1,07 |
| | 3,78 | 3,14 | 7,18 | 0,085 | 1,18 |
| | 5,69 | 4,69 | 8,78 | 0,12 | 1,4 |
| | 7,60 | 6,39 | 10,22 | 0,16 | 1,62 |
| | 10,01 | 8,39 | 11,72 | 0,215 | 1,875 |

| Kurven: 4. mit Vorbauten. | $i.K$ | $v.T$ | $v.T$ | $i.T$ | $i.T$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | $q(-)$ | $q(-)$ | $v(-)$ | $q(+)$ | $v(+)$ |
| Ruhe: | — | — | — | — | — |
| Blasen: Kapselgebläse: | | | | | |
| | 0,55 | 3,0 | | | |
| | 0,01 | 0,01 | 0,405 | 0,555 | 3,01 |
| | 0,03 | 0,01 | 0,485 | 0,55 | 3,0 |
| | 0,07 | 0,02 | 0,573 | 0,555 | 3,01 |
| | 0,10 | 0,03 | 0,702 | 0,565 | 3,04 |
| | 0,12 | 0,09 | 1,215 | 0,565 | 3,04 |
| | 0,15 | 0,11 | 1,34 | 0,57 | 3,055 |
| | 0,19 | 0,14 | 1,515 | 0,57 | 3,056 |
| | 0,22 | 0,19 | 1,765 | 0,572 | 3,058 |
| | 0,26 | 0,22 | 1,90 | 0,57 | 3,055 |
| | 0,31 | 0,28 | 2,14 | 0,573 | 3,055 |
| | 0,43 | 0,39 | 2,53 | 0,578 | 3,075 |
| | 0,53 | 0,44 | 2,69 | 0,577 | 3,071 |
| | 0,65 | 0,57 | 3,05 | 0,594 | 3,07 |
| | 0,88 | 0,74 | 3,48 | 0,582 | 3,08 |
| | 1,09 | 0,92 | 3,88 | 0,583 | 3,08 |
| | 1,32 | 1,11 | 4,27 | 0,582 | 3,085 |
| | 1,69 | 1,41 | 4,815 | 0,59 | 3,11 |
| | 1,99 | 1,69 | 5,27 | 0,586 | 3,10 |
| | 2,37 | 2,02 | 5,77 | 0,592 | 3,11 |
| | 3,12 | 2,62 | 6,56 | 0,598 | 3,13 |
| | 3,79 | 3,22 | 7,23 | 0,606 | 3,15 |
| | 4,22 | 3,54 | 7,63 | 0,625 | 3,20 |
| | 5,61 | 4,74 | 8,83 | 0,638 | 3,23 |
| | 7,16 | 6,02 | 9,94 | 0,87 | 3,31 |
| | 9,86 | 8,32 | 11,65 | 0,688 | 3,355 |

### Geringe Wirkungsverringerung bei starker örtlicher Unsymmetrie des Geländes.

Gemessen: $q = {}^{i.K}+3,93$; $q = {}^{v.T}-3,18$ mm Ws. $_{2i}$

Gleichem Staudruck vor dem Tunnel entsprechen nachstehende statische Drücke im geschlossenen Tunnel:

a/. ohne Vorbauten: $s^{i.T} = +2,6$ mm WS.

b/. mit „ „ : $s^{i.T} = -0,96$ „ „

c/. „ Störungsteil einseitig

**Abb. 2.** $c_1$ Ebene (Böschung): 36 cm × 21 cm.

$\alpha$ (horiz. gem.) = 45°, $\beta$ (vert. gem.) = 45°

wenn die Böschung von $a$ = 55,0 cm bis $a$ = 6,5 cm, parallel verschoben wird, so fällt $s^{i.T}$ von −0,57 cm Ws. bis = −0,89 mm Ws. wenn $\beta$ von 45° bis 90° steigt, so ist die Änderung von $s^{i.T}$ gering (max 0,7 mm Ws.)

$c_2$ Ebene: 59 cm × 30 cm; $\alpha$ = 45°, $\beta$ = 45°

$a$ = 6,5 cm; $s^{i.T}$ = −0,91 mm Ws.

$c_3$ Ebene, wie $c_2$, senkrecht ($\beta$ = 90°) und vord. Flügel (36 cm Tiefe) berührend

$a$ = 6,5 cm, ? = : $s^{i.T}$ = −0,91 mm Ws.

**Abb. 3.** d.) mit Störungsteil zweiseitig

$d_1$ Ebenen: 12,1 cm × 21,0 cm

$\alpha$ = 45°, $\beta$ = 45°; $a$ = 6,5 cm so

$s^{i.T}$ = −0,32 mm Ws.

$\beta$ von 0°–90° so: $s^{i.T}$ wie unter $c_1$

$d_2$ Ebenen: 23,7 cm × 21,0 cm, sonst wie $d_1$

$s^{i.T}$ = +1,00 mm Ws.

**Abb. 4.** e.) mit Störungsteil ein- und zweiseitig

$e$ Ebene: 36,0 cm x 21,0 cm an die Enden der Flügel senkrecht ($\beta$ = 90°) angestellt; : $s^{i.T}$ = −1,42 mm Ws.

$e_2$ Ebene, wie bei $e_1$, Zweiseitig; : $s^{i.T}$ = +1,20 mm Ws.

f.) Ganzer Flügelvorbau durch eine Ebene oben abgedeckt; : $s^{i.T}$ = −0,37 mm Ws.

**Abb. 2.**

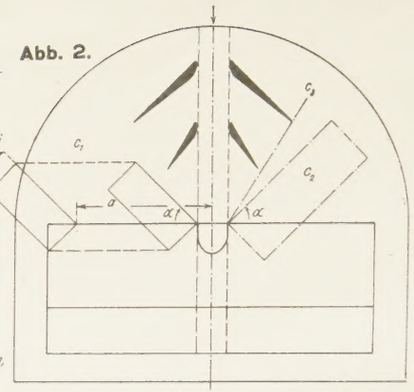



**Abb. 3.**

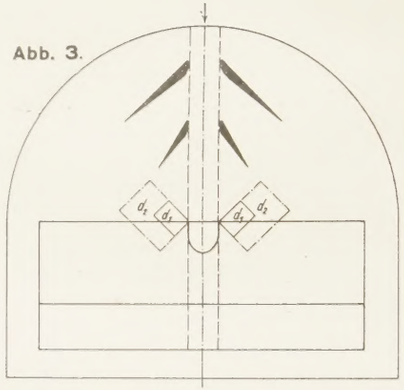
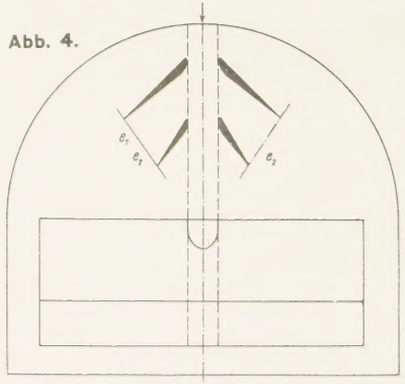



**Abb. 4.**




Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag, München.

# ...he Lüftung von Tunneln ... wirtschaftlich zu gestalten.

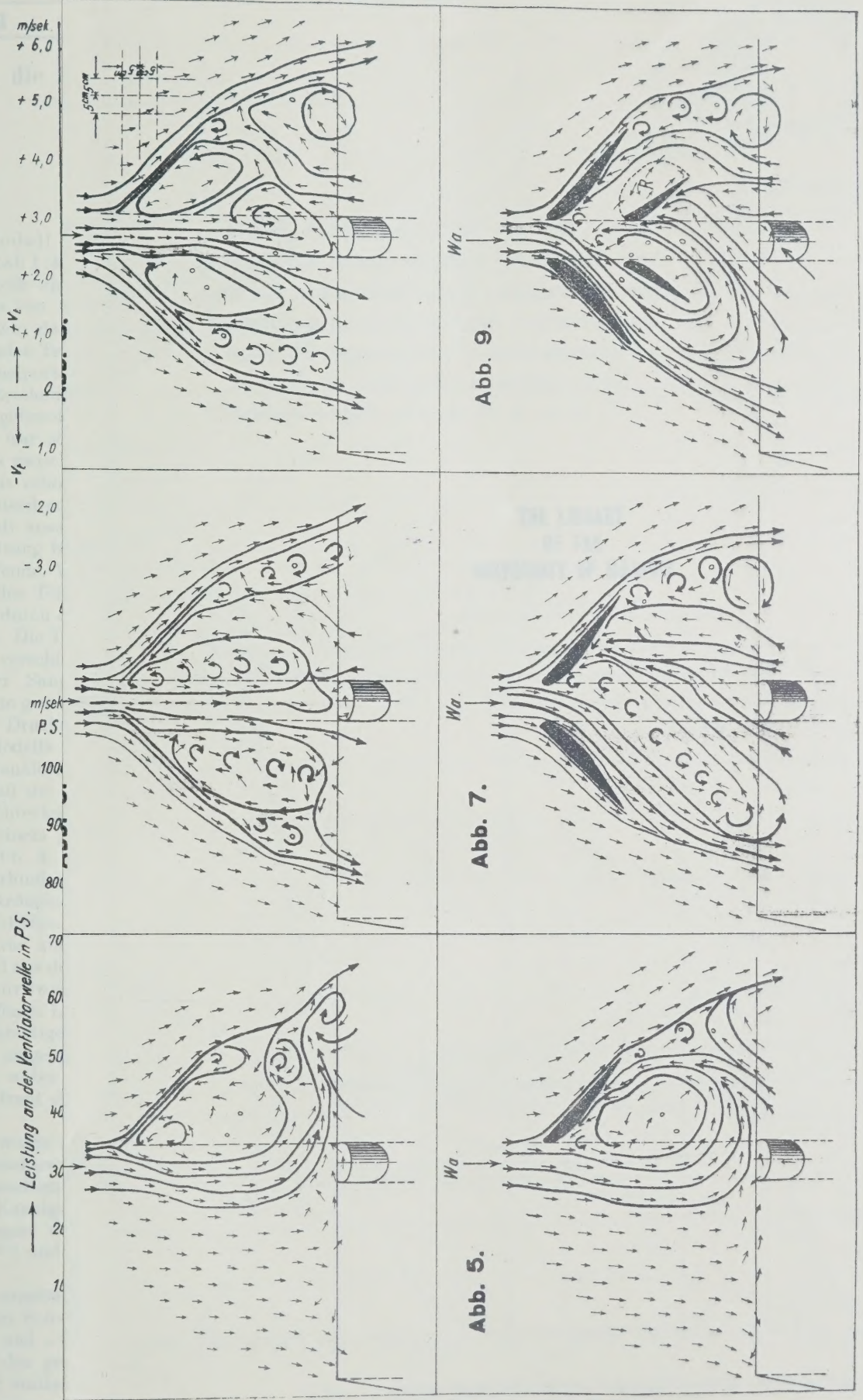



Abb. 4-9; Strömungsbilder 10-15 ( s. Tafel 2 rechts unten ) der im Ärodynamischen Institut der Technischen Hochschule in Aachen ausgeführten Modellversuche.

Lith. ... C. W. Kreidel's Verlag München

## Zum Aufsatz:

## Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten.

**Abb. 1. Betriebsversuche am Tauern Tunnel ( nach R. Schumann ).**

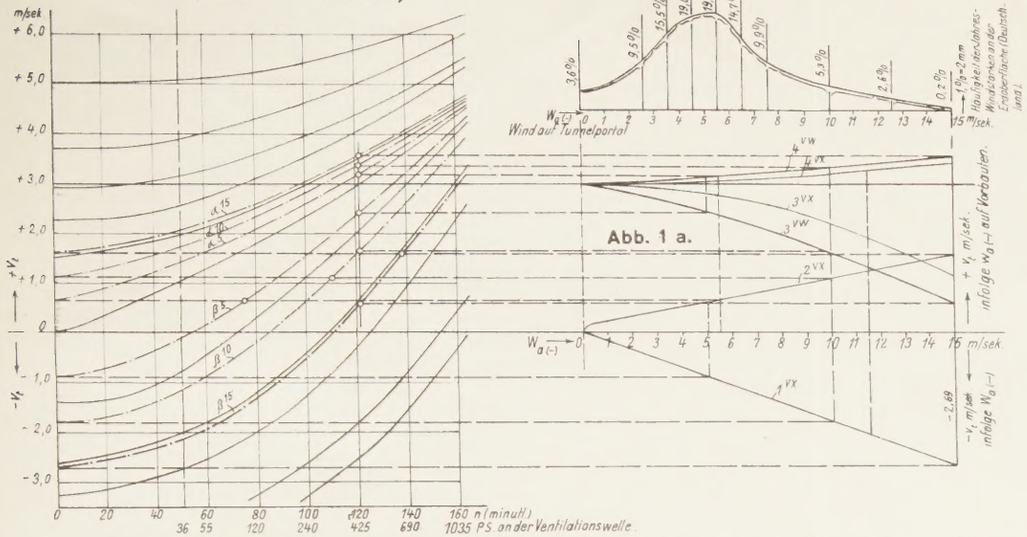



**Abb. 2. Kurve der Jahres-Windstärken.**

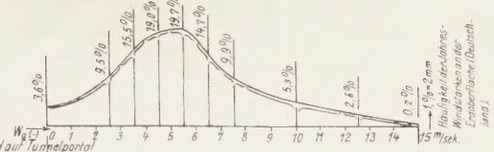






**Abb. 1 a.**

**Abb. 1 bis 3: Wirtschaftlicher Betrieb von Saccardo Anlagen durch Anordnung von Vorbauten. ( Nachgewiesen für den zweigleisigen nach Saccardo gelüfteten Tauerntunnel. Tunnellänge 8550 m, Lüftungsgeschwindigkeit im Tunnel $V_t \sim +3,0$ m/sec angenommen).**

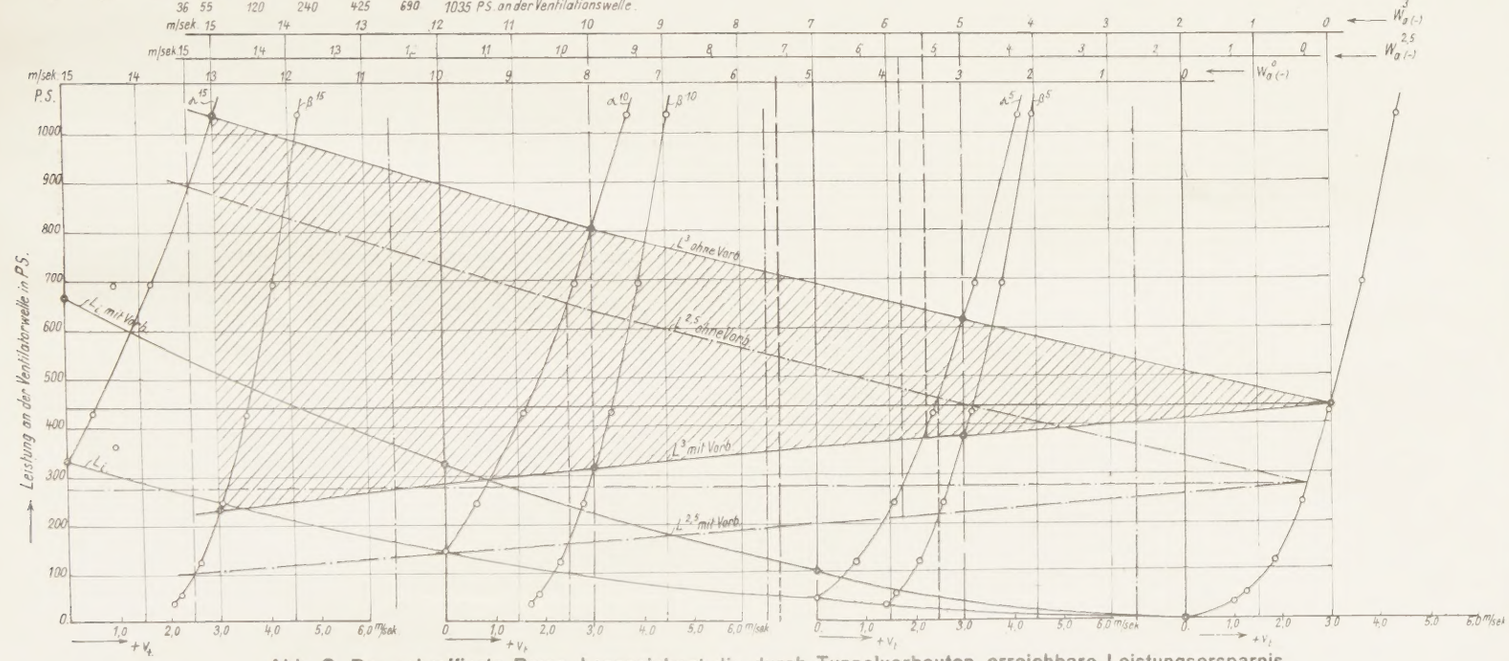



**Abb. 3. Der schraffierte Raum kennzeichnet die durch Tunnelvorbauten erreichbare Leistungsersparnis, wenn eine Lüftungsgeschwindigkeit von 3,0 m/sec im Tunnel ständig herrschen soll.**

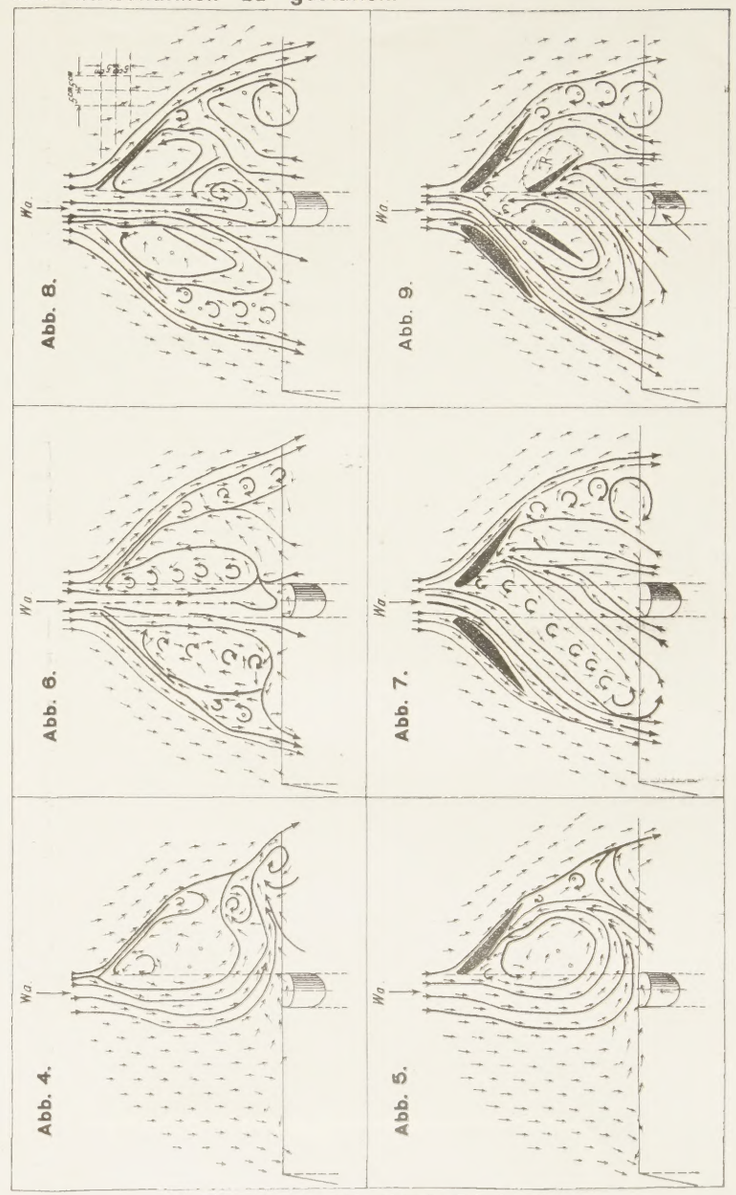



Abb. 4-9; Strömungsbilder 10-15 ( s. Tafel 2 rechts unten ) der im Ärodynamischen Institut der Technischen Hochschule in Aachen ausgeführten Modellversuche.

Lith. Anst. v. E. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag München

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** | **1. Februar 1930** | **Heft 3**


## Neue Wege, die künstliche Lüftung von Tunneln im Betriebe wirkungsvoll und wirtschaftlich zu gestalten.


Von Regierungsbaumeister Dr. Ing. **Schmitt** in Essen.


(Schluß.)

Hierzu Tafel 1 im Heft 2 und Tafel 2 bis 4 im Heft 3.

### 4. Versuch I.

a) Das Modell. — Das Modell zur Versuchsreihe I wurde im Maßstab 1:400 aus Blech hergestellt (s. Abb. 3 und 4, Taf. 1). Es stellt einen Injektor dar, der den Tunnelquerschnitt in Form von Teilringen umfaßt. Es besteht aus drei getrennten Teilen: dem Auffangtrichter A, dem das Tunnelprofil begrenzenden Teil B und dem Teil C, der die erforderliche Form des Tunnelportals wiedergibt. Diese Teile wurden in der aus der Zeichnung ersichtlichen Anordnung vor dem Gegenportal angebracht und in Richtung $W_a$ angeblasen. Die Wirkungsweise war so gedacht, daß der Wind in dem ringförmigen Raum zwischen den Teilen A und B ankommt, die „Treibdüse" mit erhöhter Geschwindigkeit durchströmt und dort einen Unterdruck erzeugt, der aus der ringförmigen „Saugdüse" Luft ansaugt und so einen Zug in Richtung der künstlichen Lüftung bewirkt. Der auf die eigentliche Tunnelöffnung f treffende Wind sollte zugleich durch die Profilerweiterungen des Teiles B in seiner Geschwindigkeit herabgemindert und durch die vorbeschriebene Gegenströmung vernichtet werden. Die Teile A, B und C waren auf der Unterlage gegeneinander verschiebbar gelagert, so daß die Weiten der Treib- und der Saugdüse entsprechend verändert werden konnten. In dem geschlossenen Tunnelrohr wurde zur Messung des statischen Druckes das Düsenrohr c angebracht. Der Maßstab des Modells war bedingt durch die Größe der achteckigen Windkanalöffnung von rund 2 m Durchmesser, und zwar derart, daß die Breitenausdehnung des Modells mit der Länge einer Achteckseite übereinstimmte, an die die Modellunterlage mit einem geringen Zwischenraum in gleicher Höhe anschloß (s. Abb. 4, Taf. 1). Es sollte hierdurch möglichst weitgehend verhindert werden, daß sich die durch den Trichter E einströmenden, durch den Gleichrichter Gl. parallel gerichteten Luftfäden stauen oder ihre Richtung ändern. Das ganze Modell war auf einem Wagen aufgebaut, auf dem es seitwärts in und aus dem Luftkanal verschoben werden konnte.

b) Meßanordnung. Die erste Versuchsreihe wurde in dem damals offenen Luftkanal des genannten Instituts durchgeführt. Bei derartigen Kanälen wird durch den Ventilator V die Luft in der eingezeichneten Richtung durch den Versuchsraum gesaugt, wobei in ihm ein Unterdruck entsteht, der mit der Umlaufzahl des Ventilators wächst, der also ständig wechselt.

Gemessen wurde an drei Stellen jeweils gegen den Unterdruck im Versuchsraum (s. Meßanordnung Abb. 4, Taf. 1)

a) mittels Prandtlrohr seitlich im Luftkanal an einer Stelle mittlerer Kanalgeschwindigkeit, sowohl $\alpha$) der Gesamtdruck (Summe des statischen und dynamischen Drucks $=(q+s)^{i.K.}$) und außerdem $\beta$) der statische Druck $s^{i.K.}$ allein;

b) ebenfalls vermittels Prandtlrohr vor der Tunnelöffnung f ungefähr im Schwerpunkt die Drücke wie unter a); also $(q+s)^{v.T.}$ und $s^{v.T.}$

c) am Ende des geschlossenen Tunnelrohres an der Meßdüse c der statische Druck ($s^{i.T.}$).

Zur Messung wurden drei Fuesssche Mikromanometer benutzt, und zwar eines zu den Messungen: $(q+s)^{i.K.}$ und $(q+s)^{v.T.}$ mit einem Einstellkoeffizienten $k=0{,}2$, die übrigen beiden zu den Messungen $s^{i.K.}$, $s^{v.T.}$ und $s^{i.T.}$, je mit einem Einstellkoeffizienten $k=0{,}1$. Da bei der hohen ungeschützten Lage des offenen Kanals die Witterungseinflüsse die Geschwindigkeiten im Kanal zum Teil erheblich beeinflußten, so mußten die Werte zu $(q+s)^{i.K.}$ und $(q+s)^{v.T.}$ aus je zehn Ablesungen gemittelt werden. Der ständige Wechsel des

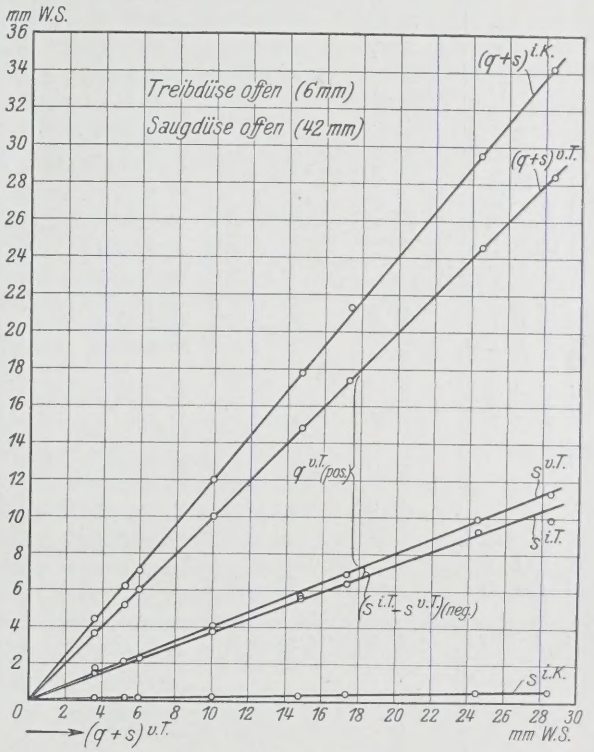



Abb. 12.

Raumdruckes und der soeben erwähnte Einfluß waren die Ursachen, daß von der direkten Ermittlung der Staudrücke Abstand genommen und der umständlichere Weg der fünf Einzelmessungen beschritten werden mußte. Die Messungen wurden in der Reihenfolge vorgenommen, wie dies auf der Zahlentafel der Versuchsreihe I durch die Tabellenziffern angegeben ist; nach der fünften Beobachtung wurde die zweite nochmals überprüft.

c) Versuchsergebnisse und Folgerung. Aus der ersten Tabelle der Zahlentafel I — Modell ausgefahren — sind bemerkenswert die Zahlenreihen 3 und 4, aus denen hervorgeht, daß bei größeren Einströmgeschwindigkeiten die statischen Drücke $s^{i.K.}$ und $s^{v.T.}$ um ein Geringes unter dem gemessenen Raumdrucke liegen. Es scheint hiernach, daß sich in diesen Fällen an der Meßstelle des letztgenannten Druckes ein kleiner Überdruck herausstellte. Da dieser

Zahlentafel zur Versuchsreihe I.

Es bedeuten in mm Wassersäule: Reihe 1. ∼ dyn. und stat. Druck im Kanal
„ 2. ∼ dyn. und stat. Druck vor dem Tunnel
„ 3. ∼ stat. Druck im Kanal
„ 4. ∼ stat. Druck vor dem Tunnel
„ 5. ∼ stat. Druck im geschlossenen Tunnel

} minus stat. Druck im Versuchsraum.

| Modell ausgefahren | | | | | Modell eingefahren Ia | | | | | Ib | | | | | Ic | | | | | Id | | | | | Ie | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Treibdüse: 6 mm offen Saugdüse: 42 „ offen | | | | | Treibdüse: 20 mm offen Saugdüse: 42 „ offen | | | | | Treibdüse: 40 mm offen Saugdüse: 42 „ offen | | | | | Tr.: 40 mm geschlossen Sa.: 42 „ offen | | | | | Tr.: 40 mm geschlossen Sa.: 42 „ geschlossen | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 3,6 | 3,2 | 0,05 | 0,05 | — | 4,4 | 3,6 | 0,10 | 1,45 | 1,75 | 3,0 | 2,6 | 0,05 | 0,75 | 0,95 | 4,1 | 3,6 | 0,05 | 1,2 | 1,3 | 3,3 | 3,1 | 0,05 | 1,15 | 0,7 | 3,9 | 3,6 | 0,05 | 2,0 | 2,6 |
| 5,8 | 5,0 | 0,1 | 0,05 | — | 6,2 | 5,2 | 0,15 | 2,15 | 2,15 | 5,4 | 4,8 | 0,10 | 1,25 | 1,65 | 7,1 | 6,2 | 0,10 | 1,8 | 2,7 | 4,9 | 4,4 | 0,05 | 1,90 | 1,0 | 6,1 | 5,9 | 0,05 | 2,8 | 3,9 |
| 7,4 | 6,2 | 0,1 | 0,00 | — | 7,0 | 6,0 | 0,15 | 2,45 | 2,25 | 6,8 | 5,8 | 0,10 | 1,65 | 2,15 | 9,9 | 8,8 | 0,10 | 2,8 | 3,4 | 9,3 | 7,8 | 0,05 | 3,4 | 1,9 | 8,5 | 7,8 | 0,10 | 3,9 | 5,7 |
| 12,2 | 10,6 | 0,05 | 0,00 | — | 12,0 | 10,0 | 0,25 | 3,75 | 4,05 | 10,0 | 8,2 | 0,10 | 2,65 | 3,25 | 13,9 | 12,0 | 0,20 | 4,0 | 5,0 | 13,9 | 11,6 | 0,05 | 5,6 | 2,7 | 12,3 | 10,8 | 0,15 | 5,7 | 7,8 |
| 17,9 | 14,8 | 0,05 | 0,00 | — | 17,7 | 14,7 | 0,35 | 5,85 | 5,70 | 15,6 | 13,5 | 0,20 | 4,45 | 4,85 | 16,3 | 14,2 | 0,20 | 4,5 | 5,5 | 16,7 | 14,2 | 0,10 | 6,5 | 3,5 | 16,5 | 11,4 | 0,20 | 7,8 | 10,5 |
| 20,5 | 17,2 | 0,10 | —0,05 | — | 21,2 | 17,3 | 0,40 | 6,85 | 6,35 | 18,8 | 16,5 | 0,20 | 5,35 | 6,35 | 19,3 | 16,4 | 0,25 | 5,5 | 6,5 | 20,1 | 16,4 | 0,15 | 7,5 | 4,5 | 19,1 | 16,5 | 0,30 | 8,8 | 12,0 |
| 29,5 | 24,6 | —0,05 | —0,10 | — | 29,4 | 24,4 | 0,55 | 9,95 | 9,25 | 27,6 | 23,3 | 0,30 | 7,55 | 8,85 | 27,9 | 23,9 | 0,35 | 7,7 | 9,1 | 27,9 | 24,5 | 0,20 | 11,5 | 6,0 | 28,1 | 24,4 | 0,40 | 12,5 | 19,2 |
| 33,2 | 27,9 | —0,05 | —0,15 | — | 34,0 | 28,3 | 0,60 | 11,25 | 9,85 | 31,8 | 27,0 | 0,35 | 8,45 | 10,35 | 31,9 | 27,4 | 0,40 | 9,20 | 10,5 | 32,1 | 28,1 | 0,30 | 13,0 | 6,65 | 34,1 | 28,2 | 0,45 | 16,8 | — |

| If | | | Tr.: 40 mm offen Sa.: 70 „ offen | | Ig | | | Tr.: 40 mm geschlossen Sa.: 70 „ offen | | Ih | | | Tr.: 6 mm offen Sa.: 70 „ offen | | | Ii | | | Tr.: 6 mm geschlossen Sa.: 70 „ | | Ik | | | Tr.: 6 mm geschlossen Sa.: 120 mm offen | | | Il | | | Tr.: 6 mm geschlossen Sa.: 120 „ geschlossen | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3,4 | 3,2 | 0,00 | 0,8 | 0,8 | 3,4 | 3,2 | 0,05 | 1,1 | 0,50 | 3,8 | 3,4 | 0,05 | 1,05 | 1,05 | 3,4 | 3,0 | 0,05 | 1,05 | 2,05 | 4,4 | 4,4 | 0,05 | 1,30 | 0,85 | 4,2 | 3,8 | 0,00 | 1,35 | 2,95 |
| 5,4 | 4,6 | 0,05 | 1,3 | 1,6 | 5,8 | 5,0 | 0,10 | 2,0 | 0,90 | 5,8 | 5,2 | 0,10 | 1,75 | 1,95 | 5,4 | 4,6 | 0,05 | 1,55 | 2,95 | 6,2 | 5,8 | 0,10 | 1,95 | 1,65 | 6,5 | 5,6 | 0,05 | 2,05 | 5,75 |
| 6,6 | 5,7 | 0,05 | 1,6 | 2,0 | 8,0 | 7,2 | 0,10 | 2,9 | 4,4 | 8,2 | 7,2 | 0,10 | 2,25 | 3,15 | 7,2 | 6,3 | 0,05 | 2,35 | 3,25 | 8,5 | 8,4 | 0,10 | 2,75 | 1,95 | 8,8 | 8,0 | 0,10 | 2,75 | 6,75 |
| 10,6 | 8,4 | 0,10 | 2,6 | 3,0 | 12,6 | 10,6 | 0,10 | 4,7 | 1,8 | 12,0 | 10,4 | 0,15 | 3,75 | 4,45 | 11,5 | 10,0 | 0,05 | 3,25 | 4,75 | 12,6 | 11,8 | 0,15 | 3,75 | 2,55 | 12,8 | 11,8 | 0,15 | 3,75 | 9,25 |
| 14,6 | 13,6 | 0,15 | 3,9 | 4,1 | 14,8 | 12,8 | 0,10 | 5,5 | 2,2 | 14,8 | 12,6 | 0,20 | 4,25 | 5,25 | 17,0 | 14,0 | 0,20 | 5,25 | 8,05 | 15,8 | 15,4 | 0,20 | 5,25 | 3,25 | 17,5 | 16,0 | 0,25 | 5,55 | 12,75 |
| 17,2 | 14,9 | 0,15 | 4,5 | 5,1 | 18,2 | 15,2 | 0,15 | 6,9 | 2,7 | 16,8 | 14,8 | 0,25 | 5,25 | 6,05 | 22,4 | 19,5 | 0,35 | 7,35 | 10,05 | 18,7 | 17,4 | 0,25 | 6,15 | 3,65 | 22,9 | 21,6 | 0,35 | 7,05 | 16,4 |
| 25,6 | 22,2 | 0,20 | 6,6 | 7,4 | 28,4 | 24,5 | 0,25 | 11,0 | 4,3 | 29,4 | 23,1 | 0,35 | 8,55 | 10,75 | 27,8 | 24,5 | 0,40 | 8,55 | 12,2 | 29,5 | 26,0 | 0,45 | 9,45 | 5,75 | 29,8 | 29,0 | 0,45 | 9,45 | 24,4 |
| — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 34,0 | 28,8 | 0,45 | 9,75 | 12,05 | 32,0 | 27,8 | 0,45 | 10,05 | 14,2 | 34,0 | 32,4 | 0,55 | 10,55 | 7,25 | 34,2 | 32,8 | 0,50 | 10,75 | 29,4 |

Unterschied gegenüber den entsprechenden Meßwerten nur klein war, wurde von einer Korrektur Abstand genommen. Wenn man die gemessenen Größen, wie z. B. in Textabb. 12 geschehen ist, aufträgt, wobei man als Abszisse das gesamte Druckgefälle vor dem Tunnel: $(q+s)^{v.T.}$ und als Ordinaten die zugehörigen fünf Meßwerte wählt, so sieht man, daß die Meßpunkte mit genügender Genauigkeit auf Geraden liegen, die vom Koordinatenursprung ausgehen.

Man kann daher die Druckdifferenz $s^{i.T.} - s^{v.T.}$, d. h. die Differenz des durch die Vorbauten im geschlossenen Tunnel erzeugten statischen Druckes und des statischen Druckes vor dem Tunnel als Funktion des Staudruckes, der dem vor dem Tunnel herrschenden Winde entspricht, berechnen. Der Zusammenhang der beiden Größen ist in den Abb. 5a bis c, Taf. 1 dargestellt, und zwar entsprechend den drei Öffnungsweiten der Saugdüse: 42 mm, 70 mm und 120 mm. Diese Zusammenstellung zeigt das unerwartete Ergebnis, daß bei geschlossener Treibdüse, also bei vollständiger Ausschaltung der Injektorwirkung ganz bedeutende Unterdrücke erzeugt werden, herrührend von dem am Rande $r_a$ des Teiles A (s. Abb. 3, Taf. 1) sich ablösenden Wirbel, dessen Wirkung mit wachsender Vergrößerung der Treibdüsenöffnung vermindert wird. Die bei geschlossener Treibdüse auftretende Wirkung ist demnach eine Funktion des Randabstandes a der Modellteile A und C und des Randumfanges Ua. Der Abstand $a_0 = 50$ mm (Modellteile A, B, C ganz ineinandergeschoben) und den auf Zahlentafel 1 angegebenen, jeweiligen Öffnungsweiten der Treibdüse und Saugdüse (in der Horizontalen gemessen). In der Zusammenstellung Abb. 5a bis c Taf. 1 sind die hieraus sich ergebenden Abstände a eingetragen. In den drei Linienbildern zeigt sich eine Verschiedenheit in der Abhängigkeit der statischen Drücke im geschlossenen Tunnel von $q^{v.T.}$, und zwar für den Fall, daß Treib- und Saugdüse geschlossen sind. Das ist daraus zu erklären, daß zur jeweiligen Einstellung der Düsen die Teile A und B nach dem Staurohr b hin verschoben wurden (s. Abb. 4, Taf. 1). Einem direkten Vergleich unterliegen demnach nur die Werte gleichen Abstandes a bei gleicher Saugdüsenweite.

Beispielsweise entspricht eine Saugdüsenweite von 42 mm und einem Randabstande a = 132 mm ein Staudruck vor dem Tunnel $q^{v.T.} = 20$ mm WS und ein statischer Druck im Tunnel

$s^{i.T.} - s^{v.T.} = +8{,}4$ mm WS Treib- und Saugdüse geschlossen,
$= +1{,}4$ mm WS Treibdüse offen, 40 mm horizontale Düsenweite
$= -8$ mm WS Treibdüse geschlossen.

Ein ähnliches Ergebnis zeigen die Messungen für die Saugdüse von 70 mm und 120 mm ⌀, die bei der geringen Zahl der vorliegenden Messungen ebenfalls nur zu einer Feststellung der Art nach, nicht aber zur Aufstellung einer Funktion f (a. Ua) ausreichen. So günstig dieses Ergebnis hinsichtlich der erreichten Unterdruckwirkung erschien, war dennoch diese Form der Vorbauten für eine praktische Ausführung nicht brauchbar. Einerseits verlangt sie, und zwar unmittelbar am Tunnel, einen breiten Freiraum seitlich des Tunnelportals, der selten vorhanden ist. Dazu müßte noch das Tunnelportal gemäß Teil C, ausgebaut werden. Andererseits traten bei seitlichem Wind, also bei einer Teilbeaufschlagung des Randumfanges Ua im Tunnel Überdrücke auf; die günstige Wirkung verschwand also, die Lösung wird damit unbrauchbar. Hieran würde auch durch eine sinngemäße Vereinfachung des Vorbaues, etwa nach Textabb. 13, nichts wesentliches geändert.

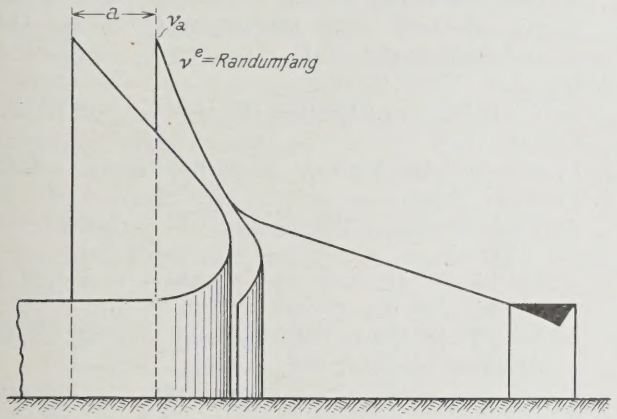



Abb. 13.

Wichtiger und aussichtsreicher erschien vielmehr dem Verfasser die hierbei gewonnene aerodynamische Erkenntnis, daß die Vorbauten vor dem Tunnelportal derart angeordnet werden müssen, daß der gegen sie anströmende Wind möglichst ungehindert große Wirbel bilden und damit auch entsprechend bedeutende Unterdrücke am Tunneleingang hervorrufen kann.

## 5. Richtlinien zum Versuch II.

Es seien in Kürze diejenigen Gesichtspunkte zusammengestellt, die bei einer praktisch brauchbaren Lösung der Aufgabe unbedingt bzw. zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit der Vorbautenanlage möglichst zu beachten sind. Als unbedingte Erfordernisse haben zu gelten:

a) die Freihaltung des lichten Raumes,
b) eine weitgehende Vernichtung der Gegenwinde,
c) die Erhaltung der Wirkung nach b) bei allen auf das Gegenportal gerichteten Winden beliebiger Richtung und Stärke,
d) die Erhaltung der Wirkung nach b) beim Arbeiten der künstlichen Lüftung,
e) die Möglichkeit einer Anpassung der Vorbauten an die örtlichen Geländeverhältnisse.

Anzustreben ist:

a) die Möglichkeit der Herstellung unter geringster Störung oder Gefährdung des Zugverkehrs,
b) der Einbau der Vorrichtung ohne irgendwelche bauliche Veränderung an dem vorhandenen Portal,
c) niedrige Erstellungskosten der Vorbauten.

## 6. Versuch II.

### a) Modell.

Das Modell zur Versuchsreihe II [s. Abb. 7, Taf. 2]*), ausgeführt aus Holz in $^1/_{60}$ der natürlichen Größe, besteht aus einem auf einer ebenen Unterlage aufgesetzten Berg von 45° Neigung, durch den die Tunnelröhre (zweigleisiges Tunnelprofil) hindurchgeführt ist. Der zum Aufbau der nachstehend beschriebenen Vorbauten bestimmte, vordere Teil der Platte wurde halbkreisförmig ausgebildet, um durch Drehung des Modells die Wirkung seitlich anblasenden Windes erproben zu können. Die Vorbauten selbst bestanden aus 2 mm starken ebenen Blechen von 21 cm Höhe (entsprechend etwa der doppelten lichten Höhe des Tunnelprofils) bei Tiefen von 36; 29,8; 23,7; 12,1 und 7,6 cm. Dazu traten hölzerne Flugzeugflügelprofile gleicher Höhe bei Tiefen von 36; 29,8 und 23,7 cm.

Der Gedanke, Flügelprofile für den vorliegenden Zweck zu verwenden, leitete sich her aus der Gegenüberstellung der Polardiagramme von ebenen und Flügelprofilen (Seitenverhältnis 1:5) gleicher Flächenprojektion, die für die Flügelformen erheblich größere Auftriebswerte zeigen; dies allerdings bei freier Anströmung der Profile und bei Anstellwinkeln bis etwa 20° (s. Textabb. 14).

Es entsprachen die Kurven:
1. Ebene,
2. Profil Göttingen Nr. 365,
3. Profil Göttingen Nr. 432,
4. Profil Göttingen Nr. 422.

Siehe hierzu: Hütte I, 25. Auflage. Mechanik und Göttinger Ergebnisse, Lieferung 1 und 2.

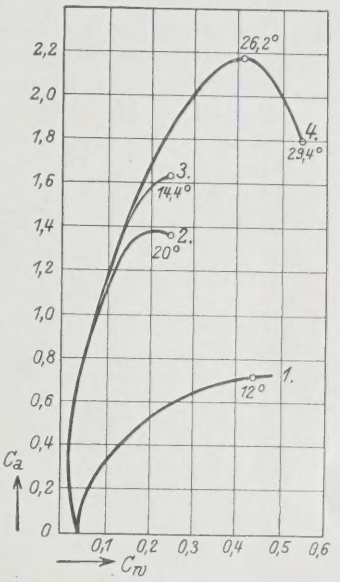



Abb. 14.

Da der Auftrieb sich als Differenz des Überdruckes auf der Flügelunterseite und des Unterdruckes auf der Oberseite ergibt, so war beim Anblasen eines vor dem Tunnelportal aufgestellten Flügelprofils in seiner Umgebung auch eine größere Unterdruckwirkung zu erwarten als bei der Ebene. Für die Versuche wurde das Profil Göttingen Nr. 365 gewählt, das bei ebener Unterseite einen besseren Vergleich mit der flächengleichen Ebene gestattete. Von den Versuchen mit den Profilen Nr. 3 und 4 (s. Textabb. 13) wurde einstweilen Abstand genommen.

### b) Meßanordnungen der Versuchsreihe II (s. Abb. 7, Taf. 2).

Die Versuchsreihe II wurde in dem geschlossenen großen Windkanal des Aerodynamischen Instituts der Technischen Hochschule in Aachen durchgeführt, der im Gegensatz zu Versuch I die Ausführung der Versuche ohne den störenden Einfluß der äußeren Witterungsverhältnisse gestattete. Das Modell wurde vor der Ausströmdüse des Windkanals aufgestellt und die Ebene des Modellbrettes durch eine in den Druckraum der Düse hineinreichende Platte aus Sperrholz verlängert. Diese Anordnung erwies sich als wesentlich, um den am Rande des eigentlichen Modells eintretenden Stau zu vermeiden und eine der Unterlage parallele Anströmung der Vorbauten zu erreichen. Die seitlichen Zwickel zwischen Brett und Modellunterlage wurden zur Herstellung eines ebenen Anschlusses durch entsprechende Stücke Zeichenpapier überdeckt. In die Hinterwand der Tunnelröhre wurde ein Glasrohr von 4,8 mm innerem Durch-

*) Die Angabe auf der Tafel 2, daß das Modell in natürlicher Größe dargestellt sei, ist unzutreffend.

messer luftdicht eingeführt, im rechten Winkel abgebogen und seitwärts aus dem Düsenstrahl herausgeführt. Gemessen wurde:

1. an dem Prandtlrohr: b der Staudruck im freien Windkanal ($q^{i.K.}$),
2. ebenfalls vermittels Prandtlrohr: a der Staudruck vor dem Tunnel ($q^{v.T.}$),
3. entweder nach luftdichtem Abschluß der Glasröhre (e) vermittels einer Gummimembran durch ein im Punkt c eingeführtes Rohr der statische Überdruck oder Unterdruck im Tunnel ($s^{i.T.}$) oder bei offenem Glasrohr vermittels eines im Punkt d angebrachten Staurohres die Geschwindigkeit im Tunnel. Als Meßinstrumente dienten zur Messung von $q^{i.K.}$ und von $q^{v.T.}$ Fuesssche Manometer, deren Einstellkoeffizient dem spezifischen Gewicht des benutzten Alkohols entsprach K=0,815. Der statische Druck im Tunnel und die Geschwindigkeiten im Tunnelrohr wurden vermittels des Minimeters der Askania-Werke A. G., Berlin-Friedenau ermittelt, das nach einiger Übung die Ablesungen bis etwa $^2/_{100}$ mm WS gestattete. Da der statische Druck im freien Kanal und im Versuchsraum nur ganz geringe Unterschiede aufwies, wurden die beiden in der Zeichnung skizzierter Messungsausführungen für $q^{i.K.}$ angewandt. Die Vorbauten V (Ebenen und Flügel) wurden auf dem Modellbrett vor dem Tunnelportal profilfrei aufgestellt (s. Abb. 7, Taf. 2).

c) Allgemeine Erläuterung der Messungsergebnisse.

Die Messungsergebnisse der Versuchsreihe II sind in den Diagrammen Abb. 6 bis 10 der Taf. 1, Abb. 1 bis 6 der Taf. 2 und der Zahlentabelle zu den Strömungsbildern 1 bis 15, Taf. 2 wiedergegeben. Bei diesen Messungen, die dem Vergleich von Ebenen und Flügeln in ihrer Unterdruckwirkung am Portal bei äußerem Windangriff dienen sollten, genügte die Messung des statischen Druckes im geschlossenen Tunnel ($s^{i.T.}$). Hierbei wurde durchweg eine annähernd gleiche Geschwindigkeit des Anblasstromes vor dem Tunnel $v^{v.T.}=7{,}15$ m/sec eingestellt, entsprechend einem Staudruck vor dem Tunnel $q^{v.T.}=+3{,}18$ mm WS.

*α) Messungen im geschlossenen Tunnel und bei symmetrischem Gelände.*

Diagramm Abb. 6, Taf. 1. Es wurden eine oder zwei Ebenen von 21 cm Höhe und 23,7 cm Tiefe zur Tunnelachse jeweils in verschiedenen Abständen vom Tunnel angeblasen, wie dies durch Skizze angedeutet. Dem Staudruck im Kanal $q^{i.K.}=+3{,}93$ mm WS entsprach ein $q^{v.T.}=+3{,}18$ mm WS und ein $s^{i.T.}=+2{,}6$ mm WS ohne Vorbauten. Die obere Kurve entspricht der Verschiebung einer Ebene, die untere der des ganzen Paares. Es zeigt sich, daß mit wachsendem Abstand der Vorbauten vom Portal der Überdruck $s^{i.T.}=+2{,}6$ mm WS in einen Unterdruck $s^{i.T.}=-0{,}65$ mm WS übergeht. Die Punkte 30/40 usw. bedeuten eine Staffelung der Ebenen, so daß z. B. die eine 30 cm, die andere 40 cm vom Portal entfernt ist. Es ist bemerkenswert, daß derart aufgestellte Ebenen in erheblich kürzerem Abstande vom Portal Unterdrücke hervorrufen, und zwar größere als symmetrisch gestellte.

Diagramm Abb. 7, Taf. 1. Es wurden unter 45° aufgestellte Ebenen und Flügel gleicher Tiefe t=23,7 cm gegen das Portal verschoben. Hinsichtlich der Unterdruckwirkung zeigt sich die Einzelebene dem Einzelflügel, der Doppelflügel der Doppelebene überlegen. Auch hier tritt die auffallende Wirkung der Staffelung in Erscheinung.

Diagramm Abb. 8, Taf. 1 gibt den Einfluß der Drehung der unter II. a) und b) aufgeführten Profile auf $s^{i.T.}$ bei gleichem Abstande vom Tunnelportal wieder.

Diagramm Abb. 9, Taf. 1 Verschiebung eines Flügelpaares von 36 cm Tiefe in 45° Stellung gegen das Portal. Von einer Entfernung von 52 cm an bildet sich ein erheblicher Unterdruck $s^{i.T.}=-0{,}75$ mm WS aus, der bis zu der höchstdarstellbaren Entfernung (Größe des Modellbrettes) von 80 cm annähernd konstant bleibt; von 75 cm ab sind die Werte schwankend.

Diagramm Abb. 10, Taf. 1 und Abb. 1, Taf. 2. Sie geben die Drehung wieder von Flügelprofilen verschiedener Tiefe (23,7; 29,8 und 36 cm) in gleichem Abstande vom Tunnelportal (66,5 mm); als Abstand wurde die Mitte des günstigsten Bereiches nach Abb. 9, Taf. 2 gewählt.

Diagramm Abb. 2 und 3, Taf. 2. Drehung des Einzelflügels und des Flügelpaares von 36 cm Tiefe in der erwähnten Mittellage und in den beiden Grenzlagen 52 und 80 cm vom Portal, gemäß Diagramm Abb. 9, Taf. 1.

Hiernach entsteht die größte Unterdruckwirkung am Portal:

1. für eine Ebene:
   a) Winkelstellung: 30° und 60° (Abb. 8, Taf. 1),
   b) mit wachsendem Abstand vom Portal (Abb. 6 und Abb. 7, Taf. 1 und Zahlentabelle Taf. 2);
2. für zwei Ebenen:
   a) Winkelstellung: 30° und 75° bis 90° (Abb. 8, Taf. 1),
   b) mit Abstand stetig wachsend (Abb. 6, Abb. 7 und Zahlentafel, Taf. 1);
3. für einen Flügel:
   a) Winkelstellung: 60° bis 70° (Abb. 8 und Abb. 10, Taf. 1),
   b) mit Abstand unstetig wachsend (Abb. 3, Taf. 2);
4. für zwei Flügel:
   a) Winkelstellung: 40° (t=23,7 cm) s. Abb. 1 und 2, Taf. 2,
   45° bis 50° (t=29,8 cm); s. Ab. 1 und 2, Taf. 2.
   45° bis 50° (t=36 cm) s. Abb. 1 und 2, Taf. 2,
   b) bei 45° Stellung gleichbleibend von 52 bis 80 cm Abstand (Abb. 9, Taf. 1).

Folgerungen für die Wahl der endgültigen Vorbauten:

a) Doppelflügel erzeugen größere Unterdrücke als Doppelebenen gleicher Tiefe (Abb. 7 und 8, Taf. 1 und Zahlentabelle Taf. 2).
b) Die 45° Stellung ist die günstigste für Doppelflügel (Abb. 2, Taf. 2).
c) Unter 45° gestellte Doppelflügel ergeben gleich hohen Unterdruck bei weitgehender Unabhängigkeit ihres Portalabstandes (Abb. 9, Taf. 1) 52 bis 80 cm).
d) Eine Vergrößerung der Flügeltiefe über 30 cm bringt anscheinend keine wesentliche Verbesserung der Wirkung mehr bei dem unter c gemittelten Abstande von 66,5 cm (Abb. 9, Taf. 1 und Abb. 1, Taf. 2).

Demnach wurden als Hauptvorbauten gewählt: Doppelflügel von 36 cm Tiefe, in 45° Stellung und einem Portalabstande von 66,5 cm. Da sie bei seitlichem Windangriff das Portal nicht genügend abschirmten, wurden zwei weitere Flügelprofile von 23,7 cm Tiefe unter 30° im Portalabstande 42,5 cm zwischengeschaltet, deren günstigste Stellung durch Versuch ermittelt wurde.

Aus Diagramm Abb. 6, Taf. 2 sind die Werte zu entnehmen die bei einer Drehung dieser Vorbautenanordnung von 0° bis 90° gegen den Anblasstrom ermittelt wurden. Aus der oberen Kurve, Drehung des Modellberges ohne Vorbauten ergibt sich bei seitlichem Wind schon allein durch die Form der Portalöffnung ein Unterdruck, der sich nach der unteren Kurve deutlich zu der Wirkung der Vorbauten addiert. Wichtig ist die Feststellung, daß der bei 0° erzeugte Unterdruck bei beliebiger Windrichtung angenähert erhalten bleibt, oder sich gar noch wesentlich erhöht ($s^{i.T.}=-2{,}5$ mm WS gegen über einem $s^{i.T.}=+2{,}6$ mm WS).

*β) Messungen im geschlossenen Tunnel und bei unsymmetrischem Gelände.*

Eine für die Anwendung der Vorbauten in der Praxis wichtige Versuchsreihe ist Abb. 2 bis 4, Taf. 3 dargestellt, aus der die hohe Unempfindlichkeit der gewählten Vorbautenanlage bei örtlich stark unsymmetrischem Gelände hervorgeht. Zu Abb. 2 ist zu bemerken, daß die Störungsebene von 36 cm × 21 cm in natürlicher Größe einer seitlichen Böschung von 21,6 m Länge und 12,6 m Höhe entspricht. In Abb. 1, $c^2$ gehört zu der Störungsebene 59 cm × 30 cm in natürlicher Größe eine seitliche Böschung oder lotrechte Wand von 35,4 m Länge und 18 m Höhe. Allgemein ist aus den Versuchen nach Abb. 2 bis 4 zu entnehmen, daß bei einseitig unsymmetrischem Gelände nur eine geringe Minderung der ohne Störungsflächen festgestellten Wirkung der Vorbauten eintritt. Ungünstiger jedoch wirken am Tunnelportal gelegene beiderseitige Böschungen nach Abb. 3; dies ist wohl auf eine erhebliche Störung der Strömungen an den Vorbauten zurückzuführen. Immerhin entsteht bei Böschungen von je 2,1 × 21 cm, entsprechend einer Länge von 7,26 m und 2,6 m Höhe natürlicher Größe noch ein Unterdruck $s^{i.T.} = -0{,}32$ mm WS. Auffallend ist, daß beim Versuch nach Abb. 4 eine die Vorbautenenden einer Seite verbindende senkrechte Wand e eine Erhöhung des ohne diese Wand gemessenen Unterdrucks $s^{i.T.} = -0{,}96$ mm WS auf $s^{i.T.} = -1{,}42$ mm WS bewirkt. Abb. 4, $e_2$ zeigt die ungünstige Wirkung beiderseitiger Störungsteile, Abb. 3f zeigt, daß sich die Unterdruckwirkung bei ebener oberer Abdeckung verschlechtert. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß bei Bergen größerer Höhe und stärkerer Neigung, als dem Modellversuch entspricht, durch eine obere Abdeckung der vorderen Vorbauten eine günstigere Wirkung erzielt werden kann.

γ) Messungen bei symmetrischem Gelände und offenem Tunnel starker Drosselung.

Es war von Wichtigkeit festzustellen, ob das bei geschlossenem Tunnel gemessene Verhältnis:

$$\frac{-s^{i.T.}\ \text{Unterdruck mit Vorbauten}}{+s^{i.T.}\ \text{Unterdruck ohne Vorbauten}}$$

auch bei offenem Tunnelrohr erhalten bleibt, das heißt, wenn durch den Unterdruck Luft angesaugt wird. Die entsprechenden Messungen sind aus dem Diagramm Abb. 4, Taf. 2 zu entnehmen. Es entspricht demnach einem $q^{v.T.} = 10$ mm WS bei geschlossenem Tunnel: $\frac{-s^{i.T.}}{+s^{i.T.}} = \frac{2{,}65}{7{,}6} = 0{,}349$, andererseits bei offenem Tunnel: $\frac{-q^{i.T.}}{+q^{i.T.}} = \frac{1{,}1}{3{,}325} = 0{,}331$. Die nach Diagramm Abb. 4, Taf. 2 gemessenen Staudrücke wurden in Geschwindigkeiten umgerechnet ($\gamma$ Luft des Versuches = 1,19 kg/m³) und in Diagramm Abb. 5, Taf. 2 eingetragen. Danach entspricht einer Anblasgeschwindigkeit vor dem Tunnel $v^{v.T.} = 10$ m/sec ein $v^{i.T.} = 5{,}75$ m/sec in Richtung des anblasenden Luftstromes ohne Vorbauten und bei Anordnung der Vorbauten eine Sauggeschwindigkeit $v^{i.T.} = -3{,}5$ m/sec. Die Vorbauten vernichten somit den Außenwind gänzlich und erzeugen im Tunnel sogar einen Saugwind, dessen Geschwindigkeit $\frac{3{,}5 \cdot 100}{5{,}75} = 61\,\%$ der sonst in entgegengesetzter Richtung auftretenden Geschwindigkeit beträgt.

δ) Messungen bei symmetrischem Gelände, offenem Tunnel geringer Drosselung und bei künstlicher Lüftung.

Abb. 10 bringt den Abschlußversuch. Es galt noch die Frage zu klären, ob bei geringer Drosselung und auch beim Arbeiten der künstlichen Lüftung und gleichzeitigem Gegenwind die früher beobachtete Wirkung erhalten blieb. Zu diesem Zwecke wurde an Stelle des Glasrohres von 48 mm lichtem Durchmesser ein Blechrohr von rund 120 mm lichtem Durchmesser, etwa der vollen Größe des Modell-Tunnelquerschnittes entsprechend, eingebaut. Außerhalb des Luftkanals wurde das Blechrohr düsenartig ausgebildet. Mit einem besonderen Kapselgebläse, das die künstliche Lüftungsanlage vertreten sollte, wurde Luft eingeblasen (s. Abb. 10).

Zur sinngemäßen Deutung der einzelnen Luftströmungen ist, umgekehrt wie früher, die Geschwindigkeit in Richtung der künstlichen Lüftung mit +, die Richtung des Gegenwindes auf das Portal mit — bezeichnet. In gleicher Weise wie in Diagramm Abb. 4, Taf. 2 wurden die gemessenen Staudrücke ermittelt und in Abb. 1, Taf. 3 eingetragen, Kurven $1^q$ und $2^q$— Staudrücke infolge des Außenwindes ohne und mit Vorbauten —, $3^q$ und $4^q$— Staudrücke wie vor beim Arbeiten der künstlichen Lüftung. Die Kurven $1^v$ bis $4^v$ entsprechen den in Geschwindigkeiten umgerechneten Staudrücken. Einer Geschwindigkeit $v^{v.T.} = -10$ m/sec entspricht nach $1^v$ und $2^v$ ohne Vorbauten die Geschwindigkeit $v^{i.T.} = -2{,}55$ m/sec und mit Vorbauten $v^{i.T.} = +1{,}6$ m/sec. Die Vorbauten verwandeln somit einen im Tunnel der künstlichen Lüftung entgegen wirkenden Wind in einen Mitwind, und zwar mit $\frac{1{,}6 \cdot 100}{2{,}55} = 62{,}5\,\%$ Wirkungsanteil.

Das Kapselgebläse allein erzeugt einen Staudruck im Tunnel $q^{i.T.} = +5{,}5$ mm WS, dessen Größe sich auch beim Einbau der Vorbauten am Gegenportal nicht meßbar veränderte. Dieser Staudruck verringerte sich bei wachsendem Gegenwind nach Kurve $3^q$ ohne Vorbauten ganz bedeutend ($q^{i.T.} = +0{,}13$ mm WS, wobei $q^{v.T.} = -8$ mm WS), dagegen wurde mit Vorbauten ein $q^{i.T.} = +0{,}685$ mm WS, also eine Erhöhung der Lüftungsgeschwindigkeit erzielt.

d) Untersuchung der Luftströmungen an profilfrei aufgestellten Tunnelvorbauten.

Um die Strömungsverhältnisse im aerodynamischen Feld der Vorbauten zu klären, wurden auf der Modellplatte in gleichen Abständen von 5 cm rund 160 Nadeln von 4½ cm Länge aufgestellt. Die Nadeln trugen kurze Seidenfäden. Die bei verschiedenen Vorbautenzusammenstellungen auftretenden Strömungsbilder wurden photographiert, wobei zugleich die zugehörigen Meßwerte ermittelt wurden (s. Zahlentafel zu den Strömungsbildern 1 bis 15, Taf. 2. Die Abb. 4 bis 9, Taf. 4 ist eine Wiedergabe der Strömungsbilder 10 bis 15, bei der die Richtung der Fähnchen durch kleine Pfeile und die hiernach sich ergebenden Stromlinien durch dick ausgezogene Linien mit Pfeil gekennzeichnet wurden, Bei der Ebene von 36 cm Tiefe, die in einem Abstande von 66,5 cm vor dem Portal — 6,5 cm seitlich der Tunnelachse unter 45° aufgestellt wurde, lösen sich an den scharfen Vorder- und Hinterkanten Luftwirbel ab; der Vorderkantenwirbel vergrößert sich in dem Unterdruckgebiet hinter der Ebene, während Wirbel an der Hinterkante in einer Wirbelstraße fortgeführt werden. Zugleich fließen die Randteile des großen Wirbels, in deren Bereich das Tunnelportal liegt, ebenfalls in das Unterdruckgebiet der Ablösewirbel der Hinterkante ab (s. Strömungsbild 4. Am Tunnelportal entsteht ein Druckabfall von +2,7 mm WS auf +1,0 mm WS.

Strömungsbild 5 zeigt für einen Flügel gleicher Tiefe angenähert das gleiche Bild, jedoch eine weniger starke Druckverminderung (+1,2 mm WS), wie bei der Ebene (+1,0 mm WS). Die günstigere Wirkung der Ebene gegenüber dem Flügel ist wohl darauf zurückzuführen, daß die Energie der Ablösewirbel an der abgerundeten Flügelvorderkante geringer ist

und dadurch Wirbelzentrum und Wirbelstraße sich in einem größeren Abstande vom Tunnelportale einstellen.

Strömungsbild 6 gibt das Strömungsbild zweier unter 45° profilfrei aufgestellter Ebenen wieder. Es bilden sich auch diesmal hinter jeder Platte große Wirbel aus, deren Lage jedoch, wenigstens bei der gewählten Entfernung der Vorderkanten von 13 cm, in der Anblasrichtung gegeneinander verschoben sind; anscheinend ist dies die stabile Strömungsform. Der Charakter der großen Wirbel hat sich hierbei geändert. In ihrem Bereich bildeten sich eine Reihe kleiner Einzelwirbel, anscheinend hervorgerufen durch Einengung der großen Wirbel infolge der in der Mitte einströmenden Luftmengen; der Zerfall in Einzelwirbel erklärt sich wohl durch die hierbei im großen Wirbel eingetretene Erhöhung der inneren Reibung. Die Ablösung der Wirbelstraßen an der Plattenhinterkante vollzieht sich ähnlich wie beim Einzelteil. Die Strömung am Portal ist nach den Gebieten größten Unterdrucks, also nach der Seite gerichtet, wo sich an der Vorbautenvorderkante die stärkste Wirbelablösung einstellt, in diesem Falle nach rechts. Der Druck im Tunnel ist von +2,7 mm WS auf — 0,71 mm WS gesunken.

Treten an Stelle der Ebenen zwei Flügel gleicher Tiefe (36 cm), so ändert sich das Strömungsbild vollkommen (s. Strömungsbild 7). Es bildet sich bloß ein großer Wirbel aus. Die durch die Mittelöffnung strömende Luft wird vollkommen nach der Oberseite des Flügels abgelenkt und strömt dieser entlang (ähnlich wie bei der Potentialströmung). Die an der Vorderkante des rechten Flügels sich ablösenden kleinen Wirbel fließen in einer Straße gleich großer Einzelwirbel unter 45° nach links ab. An der Hinterkante des Ablöseflügels bildet sich wie früher eine Wirbelstraße aus. Die Luftströmung am Portal ist wie unter Strömungsbild 12 nach dem Ablöseflügel gerichtet; der erzeugte Unterdruck im Tunnel ist —0,92 mm WS. Die höhere Unterdruckwirkung gegenüber den Doppelebenen dürfte darauf zurückzuführen sein, daß in diesem Falle der Gesamtverlust an Wirbelenergie im aerodynamischen Feld vor dem Tunnel geringer ist.

Die Strömungsbilder 8 und 9 zeigen die Strömungsbilder bei Zwischenschaltung zweier unter 30° gestellter Vorbauten. Bei den Ebenen ist der vor dem Strömungsbild 6 erreichte Unterdruck von —0,71 mm WS auf —0,2 mm WS zurückgegangen, was sich ohne weiteres aus dem Störungsbild der Strömung erklärt. Demgegenüber ergibt sich bei den Flügelvorbauten eine weitere Erhöhung des Unterdruckes auf —0,96 mm WS. Der große Wirbel bleibt erhalten, der Abstrom vom Tunnelportal geht teilweise durch die mittleren Vorbauten, also auf dem kürzesten Wege; der andere Teil geht wie früher nach dem Unterdruckgebiet des Ablöseflügels. An dem rechten Innenflügel bildet sich ein Gebiet fast völliger Windstille aus (s. Buchstabe R, Strömungsbild 9). Durch eine Änderung der Innenvorbauten nach Stellung und Form erscheint eine Wirkungsverbesserung noch möglich. Es sei bemerkt, daß bei einer Drehung des Modells nach rechts um etwa 5° das Strömungsbild in ein genau umgekehrtes überspringt, wobei der linke Flügel Ablöseflügel wird.

### e) Übertragbarkeit der Modellversuche.

Die Übertragbarkeit der Versuche von Modell (M) auf die Ausführung in natürlicher Größe (N) ist nach den Gesetzen der Aerodynamik gewährleistet, wenn sich bei geometrisch ähnlicher Formgebung des wirklichen Bauwerks geometrische ähnliche Luftströmungen einstellen. Dies ist der Fall, wenn beide:

1. gleiche Kennwerte: $E = v_m \cdot l_m = v_{ng} \cdot l_{ng}$ (gleiche kinematische Zähigkeit vorausgesetzt) und
2. geometrisch ähnliche Rauhigkeit der Oberflächen haben.

Zur Ermittlung der Kennwerte sei v in m/sec und l in mm ausgedrückt, wobei für l die größte Breite der Vorbauten — senkrecht zur Tunnelachse gemessen — gewählt wird.

Hiernach ergibt sich: $l = 130 + \frac{2 \cdot 360}{2} = 640$ mm.

Nach den Modellmessungen: Kurve $2^q$, Abb. 1, Taf. 3 wächst der Saugdruck $q^{i.K.}$ im Meßbereiche stetig mit dem Staudruck $q^{v.T.}$, und zwar ist der untere gemessene Grenzwert: $q^{i.K.} = 0{,}11$ mm WS, der obere: $q^{i.K.} = 8{,}32$ mm WS.

Demnach ist: $\min v_m = \sqrt{16 \cdot 0{,}11} = 1{,}33$ m/sec und nach $\min E = 640 \cdot 1{,}33 = 850$.

Bedingung 1): $\min v_n = \frac{850}{640 \cdot 60} = 0{,}022$ m/sec.

Ebenso: $\max v_m = \sqrt{16 \cdot 8{,}32} = 11{,}52$ m/sec,

$\max E = 640 \cdot 11{,}52 = 7380$,

$\max v_n = \frac{7380}{640 \cdot 60} = 0{,}192$ m/sec.

Die Bedingung gleicher Oberflächenrauhigkeiten kann bei der Ausführung der Vorbauten in wahrer Größe ohne weiteres erfüllt werden. Nimmt man nämlich eine Unebenheit des Modellflügels von höchstens 0,1 mm an, so dürfen in der natürlichen Ausführung Unebenheiten der Oberfläche von 60facher Größe, also von 6 mm, auftreten. Diese Grenze kann sicher eingehalten werden.

Durch Messung ist mithin direkt festgestellt, daß schon bei kleinstem Außenwind ($v_N = 0{,}022$ m/sec bis $v_N = 0{,}192$ m/sec) auf die Vorbautenanlage natürlicher Größe die beobachtete Unterdruckwirkung unbedingt und in gleichen Maße wie am Modell eintritt.

Der Nachweis, daß dies auch bei beliebig stärkeren Außenwind der Fall ist, muß durch die Anwendung aerodynamischer Erkenntnisse auf die Stromlinienbilder (Abb. bis 9, Taf. 4) geführt werden.

Der Staudruck des anströmenden Windes setzt sich abgesehen von Wärmeverlusten innerhalb des Wirbelfeldes an und zwischen der Vorbautenanlage in Druck und Reibungskräfte (Oberflächenreibung) um. Im vorliegenden Falle überwiegen die ersten erheblich, da das auf den Strömungsbildern festgestellte ausgedehnte Wirbelgebiet zwischen den Vorbauten einen großen Formwiderstand der Gesamtanlage erkennen läßt. Für einen Einzelteil, den sogenannten Potentialflügel, ist jedoch noch eine besondere Überlegung nötig.

Nach Abb. 6, Taf. 4 erleidet die mitten zwischen den Vorbauten einströmende Luft hinter den Vorderkanten der Vorbauten infolge der plötzlichen Querschnittserweiterung einen Druckanstieg von solcher Stärke, daß selbst an der scharfen Kante der linken Ebene die Ablösung von Wirbeln verhindert, diese hierbei nach links verschoben wird. Sie scheint durch die Kante wohl vorbereitet zu sein, aber erst infolge der weiteren Reibung an der Oberfläche der Ebene tatsächlich einzutreten. Bei der gekrümmten Vorderkante des linken Flügels nach Strömungsbild Abb. 7 und 9, Taf. findet dieser Druckanstieg allmählich statt und zwar derg stalt, daß es jetzt nicht mehr zu einer Ablösung der Grenschicht kommt. Geht man nunmehr vom Modell zum Bauwerk natürlicher Größe über und vergegenwärtigt man sich daß bei einer geometrisch ähnlichen Vergrößerung des Flügels die Krümmung entsprechend kleiner ist, so wird die Möglichkeit der Grenzschichtablösung in zunehmendem Grade geringer Da außerdem die Oberflächenrauhigkeit, wie oben festgestellt zum mindesten die gleiche bleibt, so ist auch bei beliebig stärkerem Außenwind das dargestellte Strömungsbild Abb. Taf. 4 und damit ein proportionales Anwachsen des Unterdrucks vor dem Tunnel mit dem Staudruck des Windes gesichert.

Zum Schlusse sei noch festgestellt, daß die Herstellungskosten der Vorbautenanlage verhältnismäßig gering sind,

ie Vorbauten eine einfache Form haben, die im wesentlichen n Betracht kommenden Kosten der Gründungen durch eeignete Verbindung der Einzelteile niedrig bleiben und der Bau der Anlage ohne eine besondere Störung des Eisenbahnetriebes durchgeführt werden kann.

Es sind somit sämtliche in den Richtlinien aufgestellten Punkte erfüllt.

Zur einwandfreien Anpassung der Vorbauten an örtlich tark unsymmetrisches Gelände sind zweckmäßige Versuche n einem einfachen Modell vorzunehmen und zwar könnten ie unter Benutzung des im Aerodynamischen Institut der echnischen Hochschule in Aachen vorhandenen Unterbaues urchgeführt werden.

## . Die besondere Wirtschaftlichkeit der Anordnung von Vorbauten bei „Saccardo"-Lüftungen.

Bringt man die Modellversuche nach Abb. 1, Taf. 3 in eziehung zu den Betriebsversuchen R. Schumanns am auern-Tunnel, so läßt sich in einfacher Weise die Größe es durch Vorbauten am „Saccardo" zu erreichenden wirtchaftlichen Erfolges nachweisen.

Zu diesem Zweck wurde auf Abb. 1, Taf. 4 das Diagramm extabb. 9 in vergrößertem Maßstabe aufgetragen (Abb. a).

Abb. 2 gibt die prozentuale Häufigkeit der Jahresbodenindstärken in Deutschland; man kann aus dieser Zusammenstellung entnehmen, daß ein Bodenwind $W_a = 5{,}5$ m/sec n Jahre am häufigsten auftritt und zugleich auch dem Jahresurchschnitt entspricht.

Die Kurven $1^{vx}$ bis $4^{vx}$ der Abb. 1a entsprechen den ersuchswerten $1^{v}$ bis $4^{v}$ nach Abb. 1, Taf. 3. Als Abszissen ind die vor dem Tunnelportal herrschenden Bodenwinde $W_a=0$ bis 15 m/sec, als Ordinaten die ihnen entsprechenden eschwindigkeiten im Tunnel ($V_t$) aufgetragen. Die Ordinaten $^{vx}$ sind festgelegt durch eine durch den Koordinatenursprung ehende Grade. Ihre Neigung ergibt sich aus der Ordinate ir $W_a=15$ m/sec

$$v_t = -\sqrt{\frac{W_a^2}{1+\frac{\lambda}{4}\cdot\frac{U}{F}\cdot l_t}} = -\sqrt{\frac{15^2}{1+\frac{0{,}025}{4}\cdot\frac{26}{46}\cdot 8550}} = -2{,}69 \text{ m/sec.}$$

Die Ordinaten y der Kurven $2^{vx}$, $3^{vx}$ und $4^{vx}$ ergeben ch dann durch Gleichsetzen der Verhältnisse:

$$\frac{y_1^{v}}{y_2^{v}} = \frac{y_1^{vx}}{y_2^{vx}}$$

elche Werte von der Verschiedenheit der äquivalenten eiten des Versuchstunnels und des Tauerntunnels unabängig sind.

Demnach ergeben sich die Ordinatenwerte der Abb. 1a iehe untenstehende Tabelle).

Die den Geschwindigkeiten $W_a=-5{,}0$; $-10{,}0$ und $-15{,}0$ m/sec entsprechenden Punkte der Kurven $2^{vx}$ und $1^{vx}$ ienten zur Zeichnung neuer Leistungskurven: $\alpha_5$, $\alpha_{10}$, $\alpha_{15}$ nd $\beta_5$, $\beta_{10}$, $\beta_{15}$ in Abb. a, die linear zwischengeschaltet urden.

Die Kurven $3^{vx}$ und $4^{vx}$ bedürfen jedoch noch einer orrektion nach Abb. 1, die dem Umstande Rechnung trägt, aß das „Saccardo"-Gebläse mit ringförmiger Strahldüse ngünstiger arbeitet als die Versuchsanlage mit mittlerer trahldüse. Nach Abb. 1 braucht die künstliche Lüftung allein ($W_a=0$) 121 Drehungen des Ventilators in der Minute, um eine Lüftungsgeschwindigkeit $v_t=+3$ m/sec zu erreichen. Ist $n=121=$const., so finden wir auf den Kurven $\alpha$ und $\beta$ die $v_t$, welche bei den zugehörigen $W_a$ auftreten. Überträgt man die Punkte nach Abb. 1a, so ergeben sich die tatsächlich eintretenden Kurvenwerte: $3^{vw}$ und $4^{vw}$. Wie schon erwähnt, muß das Verhältnis der Ordinatenwerte:

$$\frac{y_3^{vx}}{y_4^{vx}} = \frac{y_3^{vw}}{y_4^{vw}}$$

sein. Beispielsweise ist in Abb. c bei $W_a=-15$ m/sec im Versuch:

$$\frac{y_3^{vx}}{y_4^{vx}} = \frac{1{,}85}{0{,}45} = 4{,}57.$$

Für den Tauerntunnel:

$$\frac{y_3^{vw}}{y_4^{vw}} = \frac{2{,}425}{0{,}575} = 4{,}22.$$

. Der geringe Unterschied dürfte auf die Verschiedenheit der Ein- und Ausströmungsverhältnisse an den Tunnelöffnungen zurückzuführen sein.

### A. Die Leistungskurven Li und Li mit Vorbauten.

In Abb. d wurden die $\alpha$- und $\beta$-Kurven der Abb. 1 eingetragen. Die Schnittpunkte der erstgenannten mit der horizontalen $v_t=0$ wurden nach der für Kreiselräder geltenden Beziehung: $\frac{L_0}{L_1} = \frac{n_0^3}{n_1^3}$ berechnet, wobei die Änderung der gleichwertigen Öffnungen durch Einführung der $\eta$-Werte (Diagramm siehe Textabb. 10) berücksichtigt wurde:

$$\frac{L_0}{L_1} = \frac{\eta_1}{\eta_0}\cdot\frac{n_0^3}{n_1^3}.$$

Ergeben sich die Zahlenwerte:

$$L_{i_5} = 55\cdot\frac{0{,}685}{0{,}65}\cdot\frac{54{,}5^3}{60^3} = 43{,}5 \text{ PS},$$

$$L_{i_{10}} = 120\cdot\frac{0{,}75}{0{,}75}\cdot\frac{85^3}{80^3} = 144 \text{ PS},$$

$$L_{i_{15}} = 240\cdot\frac{0{,}75}{0{,}74}\cdot\frac{110{,}5^3}{100^3} = 328 \text{ PS}.$$

Die Verbindungslinie dieser Punkte in Abb. 4, Kurve Li gibt dann in ihren Ordinaten die Leistung an, die bei verschiedenen Außenwinden von der künstlichen Lüftung zur Erreichung von $v_t=0$ aufzuwenden wären.

Durch die Vorbauten wird jedoch nach Abb. 1a ($2^{vx}$) nicht nur der Wind vernichtet, sondern ein Saugen hervorgerufen. Die entsprechende Leistungskurve Li mit Vorbauten ergibt sich wie vorher durch Eintragen nachstehender Größen in Abb. 4.

$$L_{mi_5} = 120\cdot\frac{0{,}753}{0{,}75}\cdot\frac{75{,}5^3}{80^3} = 101 \text{ PS},$$

$$L_{mi_{10}} = 425\cdot\frac{0{,}73}{0{,}74}\cdot\frac{110^3}{120^3} = 323 \text{ PS},$$

$$L_{mi_{15}} = 690\cdot\frac{0{,}71}{0{,}71}\cdot\frac{138^3}{140^3} = 662 \text{ PS}.$$

Die Ordinaten der Kurve Li mit Vorbauten zeigen also die der Wirkung der Vorbauten gleichwertige Leistung der künstlichen Lüftung an. Beispielsweise ersetzen bei einem $W_a=5{,}5$ m/sec. (Durchschnittswind) die Vorbauten eine Leistung von 120 PS.

| | Kurve: $2^{vx}$ | Kurve: $3^{vx}$ | Kurve: $4^{vx}$ |
|---|---|---|---|
| Bei $W_a=-2$ m/sec | $y_2^{vx} = \frac{0{,}375\cdot 0{,}462}{0{,}495} = +0{,}35$ m/sec | $y_3^{vx} = \frac{0{,}375\cdot 0{,}02}{0{,}495} = +0{,}015$ m/sec | $y_4^{vx} = \frac{0{,}375\cdot 0{,}06}{0{,}495} = +0{,}0454$ m/sec |
| Bei $W_a=-15$ m/sec | $y_2^{vx} = \frac{2{,}05\cdot 1{,}8}{2{,}94} = +1{,}25$ m/sec | $y_3^{vx} = \frac{2{,}05\cdot 1{,}52}{2{,}94} = +1{,}1$ m/sec | $y_4^{vx} = \frac{2{,}05\cdot 0{,}44}{2{,}94} = +0{,}307$ m/sec |

### B. Ermittlung der Kurven $L_3$ ohne Vorbauten und $L_3$ mit Vorbauten.

Soll eine Lüftungsgeschwindigkeit von $v_t = +3$ m/sec. aufrecht erhalten werden, so ergeben sich die Leistungskurven $L_3$ ohne Vorbauten und $L_3$ mit Vorbauten in Abb. 4 in einfachster Weise als Verbindungslinien der Schnittpunkte der Ordinaten $v_t = +3$ m/sec. mit den zugehörigen $\alpha$- und $\beta$-Kurven.

Wie man sieht, wäre nunmehr am Tauerntunnel im ungünstigsten Fall (Windstille an den Tunnelportalen, $W_a = 0$) von der künstlichen Lüftung eine Höchstleistung von 437 PS aufzuwenden. Die zwischen den beiden Kurven: $L_3$ ohne Vorbauten und $L_3$ mit Vorbauten liegenden Ordinaten geben die durch die Vorbauten erreichte Leistungsersparnis $\Delta$ L an. Beispielsweise ist bei $W_a = -5{,}5$ m/sec. $\Delta$ L = 265 PS.

Betreibt man andererseits die Anlage mit einem ständigen Kraftaufwand von 437 PS, so würde bei den verschiedenen Außenwinden eine der Kurve $4^{vw}$ Abb. 1a, Taf. 4 entsprechende Erhöhung der Lüftungsgeschwindigkeit eintreten. Beispielsweise wäre bei $W_a = -5{,}5$ m/sec. $v_t = +3{,}2$ m/sec.

Von grundlegender Bedeutung ist, wie die $L_3$-Kurven zeigen, die Tatsache, daß sämtliche Winde beliebig hoher Geschwindigkeiten vernichtet werden; es können nach Hütte I, 25. Auflg., Seite 369 in Deutschland Bodenwinde bis 40 m/sec. Geschwindigkeit auftreten!

Die Lösung der für „Saccardo"-Anlagen besonders wichtigen Aufgabe, die Lüftungsverhältnisse im Tunnel bei beliebig starken Außenwinden zu beherrschen, dürfte hiermit in greifbare Nähe gerückt sein, wobei zu beachten ist, daß neben der Verringerung der direkten Betriebskosten die in der Einleitung erwähnten Vorteile einer wirkungsvollen Betriebslüftung der Anlage zugute kommen.

### 8. Schlußwort.

Der erste Teil der Versuche wurde schon im Jahre 1922/23 vom Verfasser, der s. Z. mit der Untersuchung der Lüftungsverhältnisse im Cochemer Tunnel von der Reichsbahndirektion Trier betraut war, im Aerodynamischen Institut der Technischen Hochschule Aachen durchgeführt. Leider vereitelte die Besetzung des Ruhrgebietes ihren Abschluß, so daß sie erst im zweiten Halbjahr 1927 durch das liebenswürdige Entgegenkommen der Leitung des genannten Instituts beendet werden konnte. Herrn Prof. Dr. v. Kármán, der sich von Anfang an für den Erfolg der Versuche einsetzte und Herrn Prof. Dr. Hopf danke ich hiermit bestens für die mir gegebenen Anregungen bei dem Ausbau der Versuche.

### 9. Literaturverzeichnis.

R. Schumann: „Die Lüftungsanlagen der Tauernbahn." Zeitschr. d. V. D. I., Jahrgang 1915, Heft 13 und 16. — E. Wiesmann: „Künstliche Lüftung im Stollen- und Tunnelbau, sowie von Tunneln im Betrieb." Zürich 1919. — Dolezalek: „Tunnellüftung" in Rölls „Encyklopädie des Eisenbahnwesens." 2. Aufl. — Schubert, Carl: „Lüftung im Tunnelbau." Dresden 1912 — Lucas: „Der Tunnel." Band I, Verlag Ernst & Sohn Berlin. — Andreae, C.: „Der Bau langer tiefliegender Gebirgstunnel." Berlin, Verlag Julius Springer, 1926. — Zollinger „Wärmeverteilung im Innern verschiedener Alpentunnel." Zürich Verlag Orell & Füssli. — Handbuch der Ingenieurwissenschaften I, 5 „Tunnelbau". — Abhandlungen aus dem Aerodynamischen Institut an der Technischen Hochschule Aachen Berlin, Verlag Julius Springer. — Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen. — „Handbuch der Physik" Band VII, „Mechanik der flüssigen und gasförmigen Körper". Berlin, Julius Springer 1927. — Fuchs-Hopf „Aerodynamik." Berlin 1922, Verlag R. C. Schmitt & Co. — Hütte I, 25. Auflage, Abschnitt V Mechanik flüssiger und luftförmiger Körper. — Taschenbuch für Bauingenieure, 3. Auflage 1. Teil.

## Das Heizwerk des Hauptbahnhofs Stuttgart.

Von Reichsbahnoberrat **Maile**, Reichsbahndirektion Stuttgart.

Hierzu Tafel 5.

Bei der Aufstellung des Programmes für die Erbauung eines neuen Hauptbahnhofs in Stuttgart, der im Jahre 1919 begonnen wurde, war im Zusammenhang mit dem in nächster Nähe des Bahnhofs gelegenen neuen Eisenbahndirektionsgebäude ein gemeinsames Heizkraftwerk ins Auge gefaßt worden.

Der erhebliche Umfang der Bauarbeiten erforderte aus technischen und wirtschaftlichen Gründen eine schrittweise Inangriffnahme einzelner Bauteile, die sich der allmählichen Überleitung des Verkehrs vom alten zum neuen Bahnhof anpaßte. Daraus ergab sich die Notwendigkeit, in einzelnen Gebäuden oder Gebäudegruppen vorläufige und behelfsmäßige Wärmequellen einzurichten, bis es möglich war, nach Fertigstellung aller Erd- und Gründungsarbeiten ein einheitliches Rohrnetz zu verlegen, das alle Verbrauchsstellen an eine gemeinsame Wärmequelle anschloß.

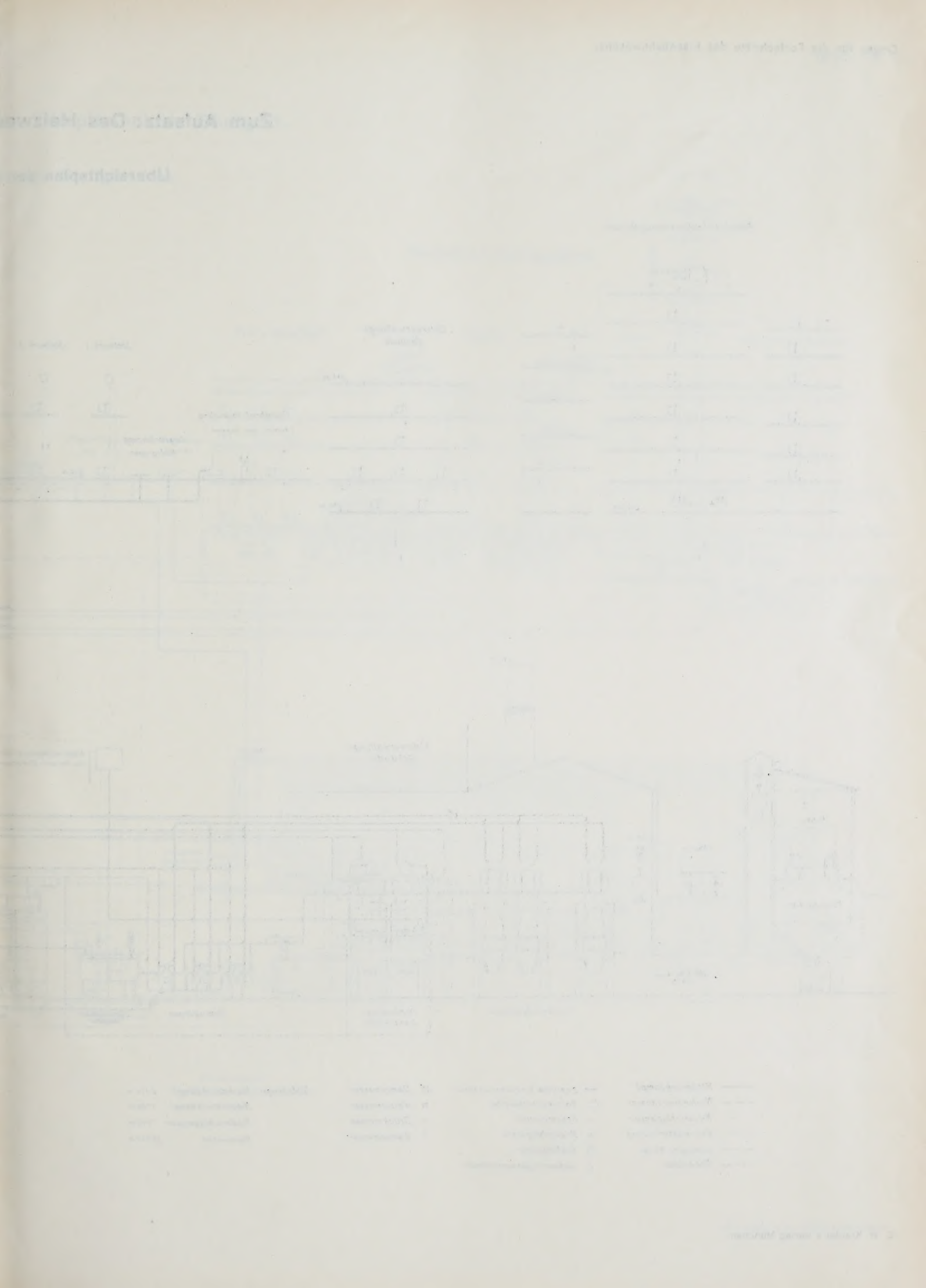
Diese Heizanlagen, insbesondere auch diejenige des Direktionsgebäudes, wurden ihrer Bestimmung entsprechend möglichst einfach und billig eingerichtet, da sie ja nur für verhältnismäßig kurze Zeit in Gebrauch genommen werden sollten. Aber der Krieg und seine Folgen zogen die Bauarbeiten erheblich in die Länge und man war gezwungen die Behelfsanlagen lange Zeit in Betrieb zu halten. Nur mit Mühe und Sorge gelang es, die vielen Heizperioden ohne wesentliche Störungen zu überwinden. Andererseits aber ergab sich hierbei der Vorteil, daß das Ende 1928 fertiggestellte Fernheizwerk den vielfachen Änderungen des Bauprogrammes angepaßt werden konnte, die sich aus der erheblichen Verlängerung der Bauzeit im Zusammenhang mit den geänderten politischen und wirtschaftlichen Verhältnissen ergaben, wie beispielsweise die Einverleibung der württembergischen Staatseisenbahnen in das Reichsbahnnetz. Die Reichsbahndirektion Stuttgart verfügt heute über ein mit niederen Anlagekosten eingerichtetes, wirtschaftlich arbeitendes Heizwerk, welches über den verflossenen harten Winter 1928/29 mit seinen ganz außergewöhnlich tiefen, anhaltenden Kältewellen ohne Überlastung und ohne jegliche Störung seinen Dienst versah.

Die Reihenfolge des Entstehens der einzelnen Bauabschnitte und ihrer ursprünglichen Heizquellen ist aus Textabb. 1 zu ersehen.

Das im Jahr 1914 bezogene Geschäftsgebäude der damaligen „Generaldirektion der württembergischen Staatseisenbahnen" war durch eine im Untergeschoß aufgestellte Kesselanlage geheizt, bestehend aus zwei früheren Lokkesseln mit je etwa 120 m² Heizfläche und Wanderrost bzw. Schrägrost.

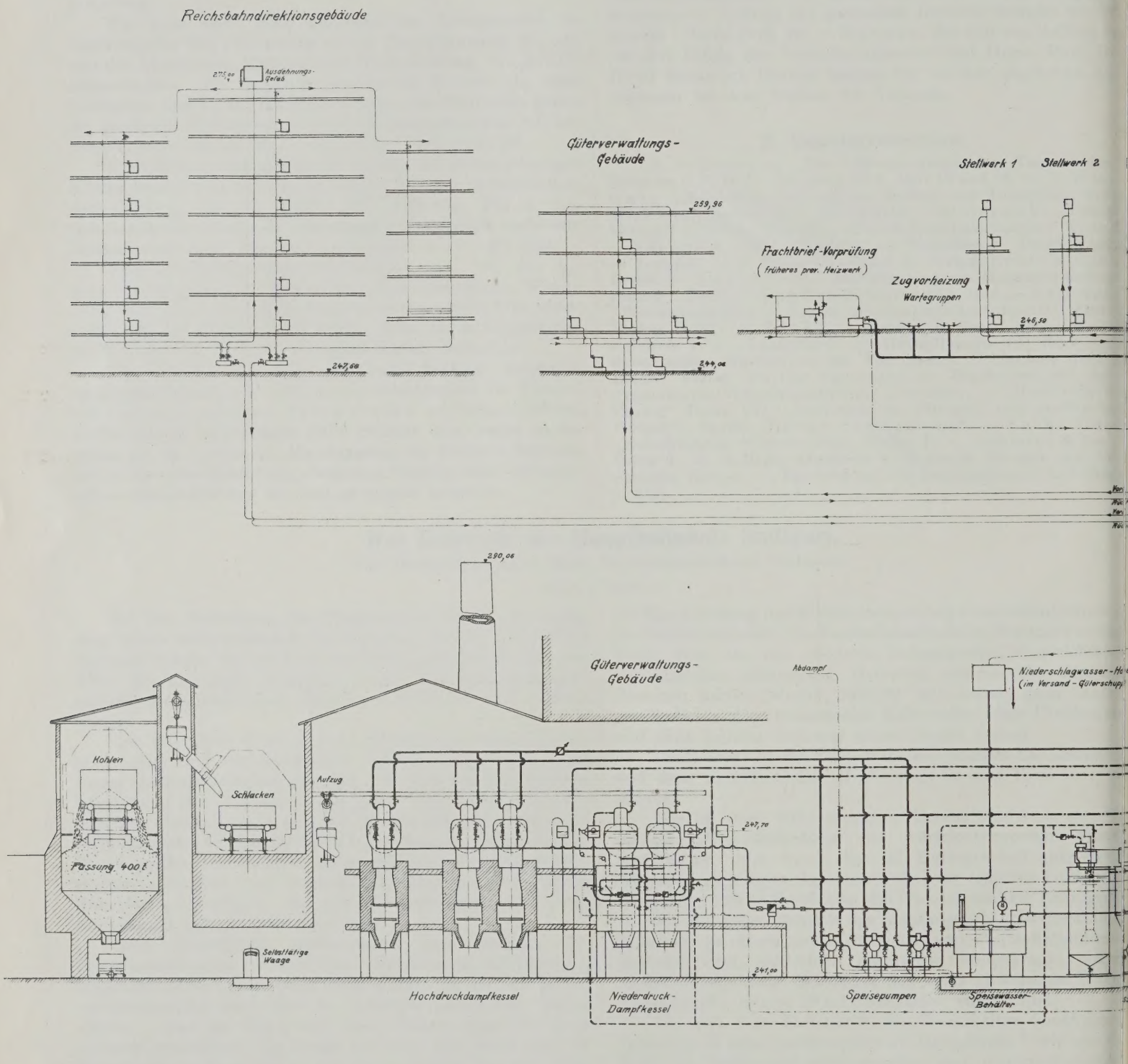
Für die ersten Bauteile des Empfangsgebäudes des Hauptbahnhofs, in denen neben Betriebs- und Wirtschaftsräumen zunächst noch zahlreiche Baubüros untergebracht waren, wurde eine Heizung, bestehend aus sechs gußeisernen Warmwasserkesseln mit je 38 m² Heizfläche, eingerichtet.

Der mit dem Fortschritt der Bauarbeiten zunehmende Bedarf an Wärme, insbesondere an Dampf zum Vorheizen der Züge, an Stelle der zeitraubenden und unwirtschaftlichen Beheizung durch Einzellokomotiven, zwang dazu, die Einrichtung eines Zentralheizwerkes zu beschleunigen. Der für das endgültige Werk vorgesehene Platz war jedoch zunächst noch mit Transportgleisen für Baustoffe belegt und stand nicht zur Verfügung, weshalb unter Zuhilfenahme von Kesseln ausgemusterter Lokomotiven nochmals eine provisorische Anlage eingerichtet wurde, die im Jahr 1923 in Betrieb kam.



# Zum Aufsatz: Das Heizwer

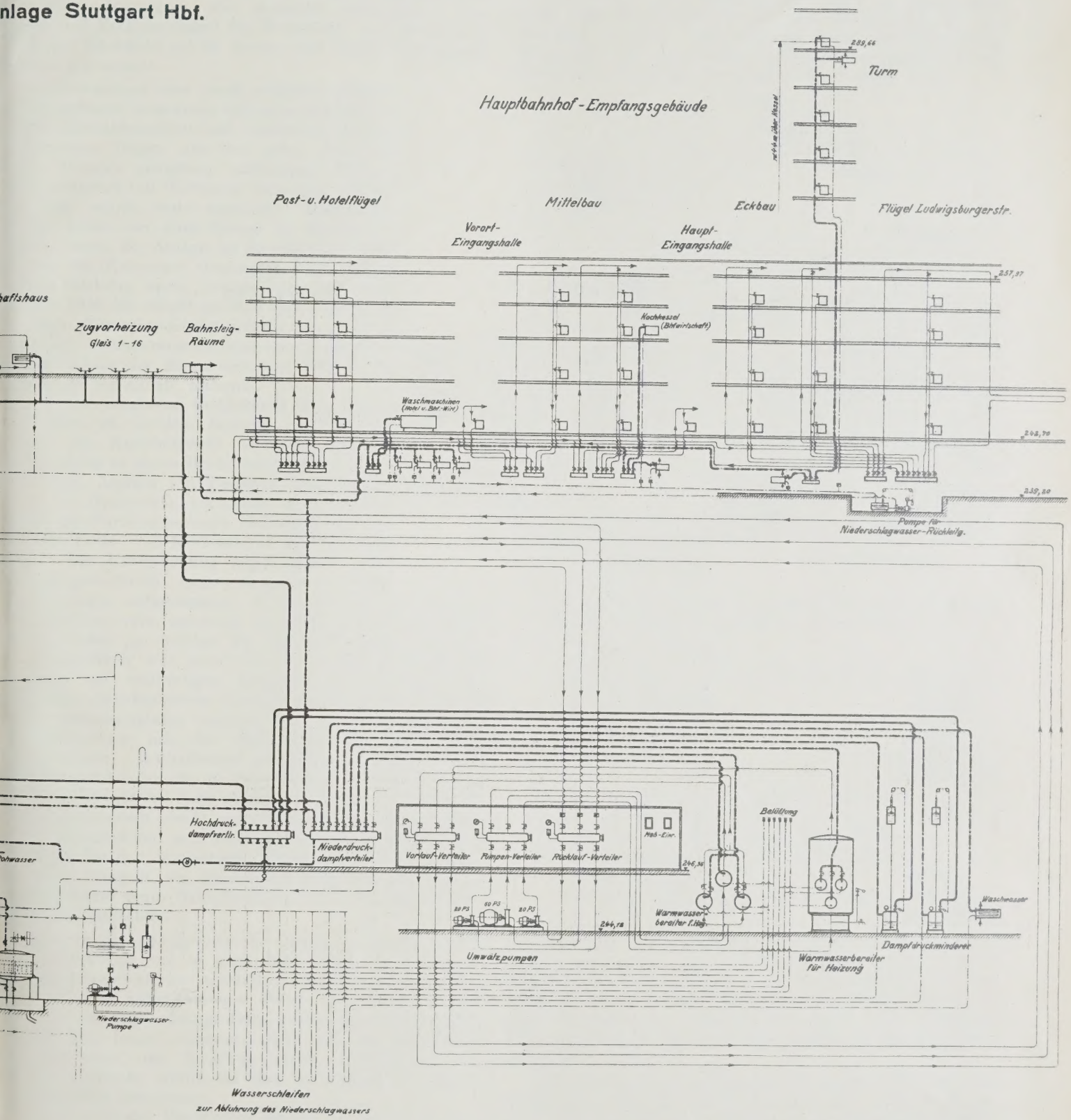
## Übersichtsplan der H




| | | | |
|---|---|---|---|
| Hochdruckdampf | Zapfstelle für Hochdruckdampf | Dampfmesser | Netzlänge: Hochdruckdampf 2370 m |
| Niederdruckdampf | Warmwasserbereiter | Wassermesser | Niederdruckdampf 1180 m |
| Niederschlagwasser | Absperrventil | Druckmesser | Niederschlagwasser 1410 m |
| Warmwasserheizung | Rückschlagventil | Wärmemesser | Warmwasser 36250 m |
| gereinigtes Wasser | Ölabscheider | | |
| Rohwasser | Niederschlagwasserabscheider | | |

# es Hauptbahnhofs Stuttgart.

## nlage Stuttgart Hbf.




Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Aufgestellt wurden zwei Kessel mit je 120 m² Heizfläche und Wanderrosten von je 3 m², die im allgemeinen ausreichten. Zur Verstärkung und als Reserve waren zwei weitere gleich große Kessel mit handbedienten Planrosten vorhanden. Alle Kessel waren an einen gemeinsamen Saugzug angeschlossen. Kalksodawasserreinigung war ebenfalls vorhanden. Von Förder- und Entladeanlagen für Brennstoffe und Rückstände wurde mit Rücksicht auf die Kosten und wegen Platzmangels Abstand genommen.

Vorübergehend war noch erwogen worden, die Bahnanlagen zusammen mit einer Anzahl von großen Geschäftshäusern und Gasthöfen, die im Stadtzentrum liegen, aus dem etwa 5 km im Vorort Münster gelegenen städtischen Dampfelektrizitätswerk mit Wärme zu versorgen. Dieser Plan kam jedoch nicht zustande. Inzwischen war der Ersatz der alten Kessel im Direktionsgebäude, sowie der Anlage im Empfangsgebäude, die, aus der Kriegszeit stammend, von Anfang an nicht befriedigt hatte, dringend geworden und so wurde 1926 das endgültige Heizwerk zusammen mit dem Güterverwaltungsgebäude in Angriff genommen, welches zentrale Lage und die Möglichkeit für Zufuhr der Brennstoffe und Abfuhr der Rückstände vorteilhaft verband.

Um eine möglichst weitgehende Ausnützung des Werkes zu erzielen, bestand zunächst die Absicht, ein Kraftheizwerk anzulegen in der Weise, daß der in einem Hochdruckkessel erzeugte Dampf zum Antrieb von Turbinen und die Abwärme für Heizzwecke verwendet worden wäre. Die von den Turbinen erzeugte elektrische Energie sollte den Licht- und Kraftanlagen des Bahnhofs dienen. Die Untersuchung ergab jedoch, daß der erzeugte Strom nicht dauernd von den Bahnhofanlagen aufgenommen werden konnte, so daß nur übrig geblieben wäre, zeitweilig den Strom in das städtische Netz zu senden, an welches der Bahnhof angeschlossen ist. Diese Möglichkeit war aber durch vertragliche Bindungen erschwert, ein vollwertiger Ausgleich für die von der Reichsbahn zurückgelieferte Energie war nicht zu erwarten. Weitere Schwierigkeiten ergaben sich daraus, daß Licht- und Kraftspitzen mit den Wärmespitzen zeitlich nicht zusammenfielen. Höchstbedarf an Wärme bestand in den frühen Morgenstunden ehe die Beleuchtung einsetzte, während die Abendlichtspitzen dann eintraten, wenn die Gebäudeheizung abgedrosselt wurde und keine Züge mehr vorzuheizen waren. Entscheidend war schließlich die Kostenfrage, denn es bestand bei der ungünstigen Wirtschaftslage der Reichsbahn keine Aussicht, die erheblichen Mittel für große Hochdruckkessel und teure Dampfturbinen samt den elektrischen Anlagen freizumachen.

So ergab sich zwangsweise die Lösung in der Weise, daß unter Verwendung von in genügender Zahl zur Verfügung stehenden Reservekesseln ausgemusterter Lokomotivtypen, also in behelfsmäßiger Weise, die Anlage erstellt wurde, sie kann aber auf lange Jahre hinaus als ausschließliches Heizwerk den Dienst versehen, ohne daß die Möglichkeit genommen wäre, ein Kraftheizwerk nachträglich einzurichten, vielmehr wurde bei den Gebäudeplänen hierauf volle Rücksicht genommen.

Der Ausbau des Heizwerkes erfolgte in der Weise, daß zunächst im Jahre 1926 zwei Lokomotivkessel als Niederdruckkessel aufgestellt wurden, welche den Wirtschaftsdampf und das warme Wasser für Heizzwecke des Empfangs- und Direktionsgebäudes zu liefern hatten, das frühere Heizwerk versorgte die Zugvorheizung.

Im darauffolgenden Jahre wurde der letzte Bauteil des Hauptbahnhofs samt dem Reichsbahnhotel, das im ursprünglichen Bauprogramm noch nicht vorgesehen war, fertiggestellt. Im Zusammenhang damit wurde das Werk aus dem Jahre 1923 stillgelegt und dafür im neuen Werk neben den Niederdruckkesseln zwei Hochdruckkessel und schließlich im Jahr 1928 noch ein dritter Hochdruckkessel aufgestellt. Der allmähliche Ausbau brachte gleichzeitig eine erwünschte Verteilung der Kosten auf mehrere Jahre.

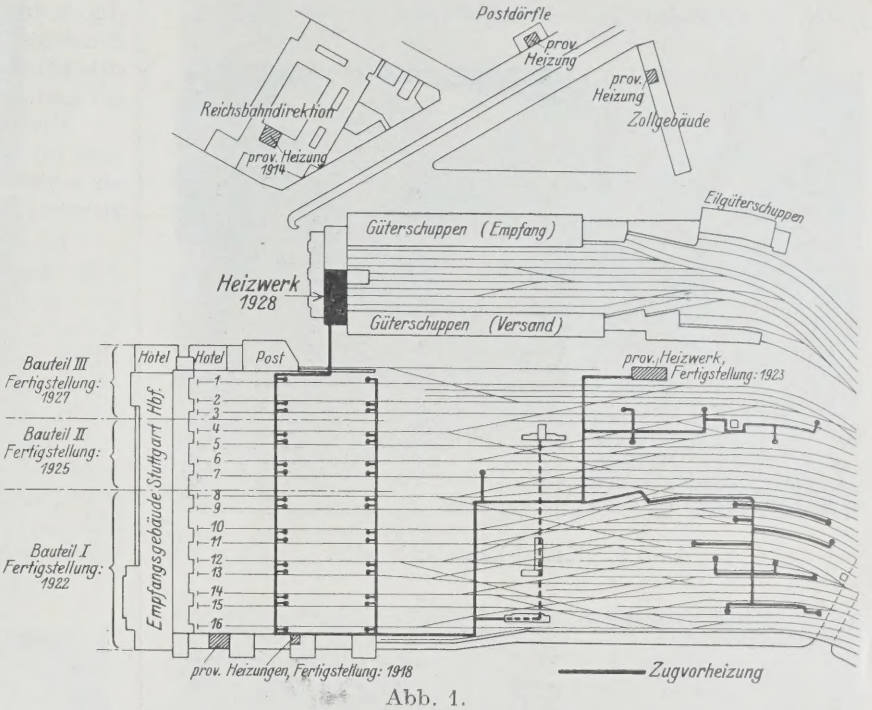



Abb. 1.

Als größter stündlicher Wärmebedarf der an das Heizwerk angeschlossenen Verbrauchsstellen war zugrunde gelegt:

| | | |
|---|---|---|
| a) | für Gebäudeheizung | |
| | 1. Empfangsgebäude mit Nebengebäuden | 2900000 kcal |
| | 2. RBD.-Gebäude . . . . . | 1800000 „ |
| | 3. Güterabfertigung . . . . . | 300000 „ |
| b) | für Wirtschaftsdampf . . . . . | 800000 „ |
| c) | Zugvorheizung . . . . . | 2200000 „ |
| | | 8000000 kcal |

Als weitere Anschlüsse sind noch vorgesehen,

| | |
|---|---|
| das Zollgebäude mit . . . . . | 350000 kcal |
| eine größere Badeanstalt und Übernachtungsräume in der Wohnkolonie Postdörfle mit . . . . . | 450000 „ |
| ein Dienstgebäude (Wagenladungskasse) mit | 200000 „ |
| | 1000000 kcal |

Mit dem heutigen Heizwerk werden insgesamt rund 1300 Räume mit einer gesamten Heizfläche von etwa 12000 m² geheizt, außerdem täglich etwa 40 Zugausrüstungen mit durchschnittlich je zwölf Wagen, wobei gleichzeitig bis zu sechs Ausrüstungen angeschlossen sind. Der technische Zusammenhang der Gesamtanlage ergibt sich aus dem Übersichtsplan auf Taf. 5.

Als Brennstoff wird Ruhrnuss III ungemischt verwendet. Beimengung von Rauchkammerlösche kam nicht in Frage, da der gesamte Anfall des Bezirks von einigen anderen Kesselanlagen aufgebraucht wird*). Die Kohlen kommen im Selbst-

*) Zum Beispiel in einem Kessel von 500 m² Heizfläche und 17 m² Rostfläche für die Zugvorheizung auf dem Abstellbahnhof Stuttgart-Rosenstein, in dem Nußkohle und Lösche im Verhältnis 1:1 verfeuert wird.

entlader in das Kohlenhaus und den darunterliegenden Bunker von 400 t Fassungsraum und werden aus diesem nach unten in Kippkarren abgezogen. Letztere gelangen über eine selbsttätige Waage zu einem Elektrozug, der sich an einer Laufschiene über die fünf nebeneinanderliegenden Einfülltrichter der Feuerungen weg bewegt. In gleicher Weise werden die Feuerungsrückstände in Handkarren nach unten abgenommen, horizontal unter einen zweiten Elektrozug gefahren und von diesem in einen neben dem Kohlenhaus im Sackgleis aufgestellten Schlackenwagen ausgeschüttet.

Abb. 2. Kessel-Feuerbuchsseite.

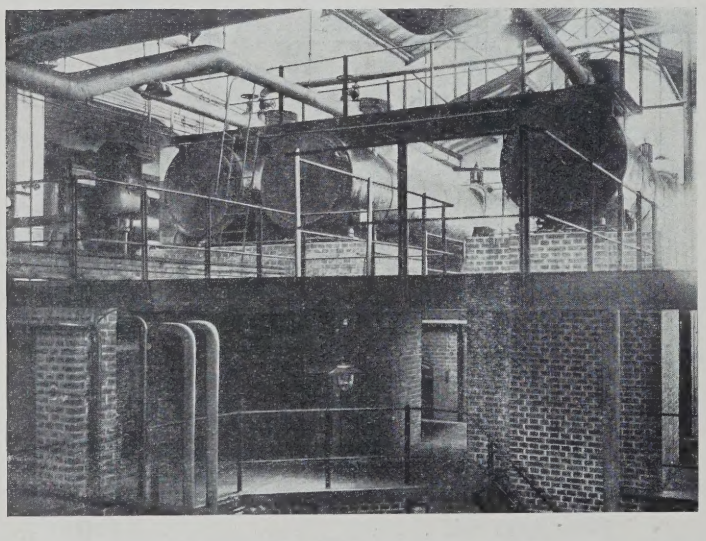


Abb. 3. Kessel-Rauchkammerseite.

Die verwendeten Kessel sind in zwei Gruppen zusammengefaßt, drei Hochdruckkessel im eigentlichen Kesselhaus, unmittelbar daneben und in gleicher Front liegend die zwei Niederdruckkessel (Textabb. 2).

Alle fünf Kessel sind genau gleicher Bauart mit einer Heizfläche von je 162 m². Sie sind mit der Feuerbüchse fest auf das Mauerwerk gestellt, vorne ruht die Rauchkammer auf Pendelstützen (Textabb. 3). Der Rauchabzug führt durch einen senkrechten, gemauerten Kanal nach unten in den gemeinsamen Fuchs und zum Schornstein, der sich mit einer oberen Lichtweite von 1,95 m, 50 m über Kesselhaussohle erhebt. Der Übergang von der eisernen Rauchkammer in das Mauerwerk ist durch Ringe mit Flüssigkeitsdichtung hergestellt.

Unter den Kesseln befinden sich Wanderroste gleicher Bauart von je 4 m² Fläche mit Pendelstauern, die durch Gebläse gekühlt sind. Die Roste sind so tief gelegt, daß ein hoher Verbrennungsraum von 2,50 m bis Mitte Rohrwand entsteht, und eine völlig rauchfreie Verbrennung bei jeder Belastung erzielt wird. Ein Rost, dessen Kessel für die Erzeugung des kleinen Bedarfs an Niederdruckdampf während der Sommermonate dient, wurde teilweise abgedeckt.

Das der städtischen Wasserleitung entnommene Rohwasser gelangt über eine Kalksodawasserreinigungsanlage von 5 m³ Stundenleistung, wo die Härte von 18° auf etwa 1° herabgesetzt wird, zum Speisewasserbehälter und wird von hier durch drei beliebig zu schaltende Speisepumpen in die Hochdruckkessel gedrückt (Textabb. 4). Die Speisung der Niederdruckkessel erfolgt selbsttätig und ist durch Schwimmer geregelt.

Mit Hochdruckdampf unmittelbar ist lediglich das Rohrnetz für die Zugvorheizung gespeist, aus welchem der Dampf an zahlreichen, über die Bahnsteige 1 bis 16, sowie die Wartegruppen verteilten Zapfstellen entnommen wird.

Die ganze Raumheizung geschieht mit Warmwasser. Eine Ausnahme hiervon macht lediglich der Bahnhofturm, der mit Rücksicht auf seine Höhe von etwa 44 m über den Kesseln und den sich hieraus ergebenden hohen statischen Druck mit Niederdruckdampf geheizt wird, gleich wie einige wenige Diensträume, die ungünstig zwischen den Bahnsteigen liegen.

Einzelne kleinere Gebäude — Mannschaftshaus und Stellwerke — für welche lange Warmwasserzu- und -ableitungen erforderlich geworden wären, haben eigene Warmwasserheizung, deren Vorwärmer an das Hochdrucknetz der Zugvorheizung angeschlossen ist.

Außer dem eben erwähnten Turm, in welchem auf sechs

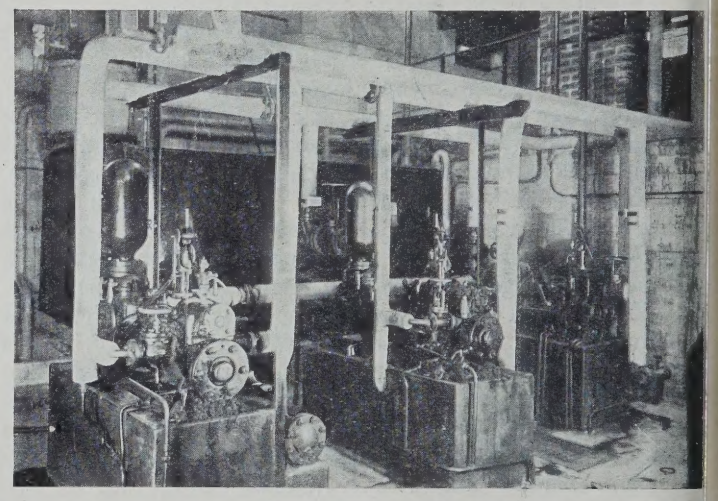


Abb. 4. Speisepumpen.

Stockwerken Wirtschafts- und Konferenzräume untergebracht sind, erhalten Niederdruckdampf: die Küche der Bahnhofwirtschaft, die Wäschereien des Reichsbahnhotels und der Bahnhofwirtschaft, sowie die Wasch- und Baderäume beim Friseur.

Der den Hochdruckkesseln mit einer Spannung von 6 bis 8 atü entnommene Dampf gelangt zunächst zum Hochdruckverteiler und von hier in einem Strang zur Zugvorheizung, in zwei weiteren Strängen zu je einem Dampfdruckminderer, um von hier mit der verringerten Spannung von 0,5 atü zum Niederdruckverteiler zu gelangen, in welchen die Niederdruckkessel ihren Dampf, sowie die Kesselspeisepumpen den Abdampf unmittelbar abgeben. Aus dem Niederdruckverteiler führt eine Leitung zum Empfangsgebäude für die Versorgung des Turmes, der Bahnhofwirtschaft und des Hotels. Die Versorgung dieser Stellen mit heißem Wasser für Wirtschafts-

wecke geschieht ebenfalls mittels Niederdruckdampf unter Zwischenschaltung von Gegenstromapparaten.

Insgesamt sind verlegt:

| | |
|---|---|
| Hochdruckdampfleitungen . . . . . | 2370 m |
| Niederdruckdampfleitungen . . . . . | 1180 „ |
| Niederschlagwasserleitungen . . . . . | 1410 „ |
| Warmwasserleitungen . . . . . | 36250 „ |

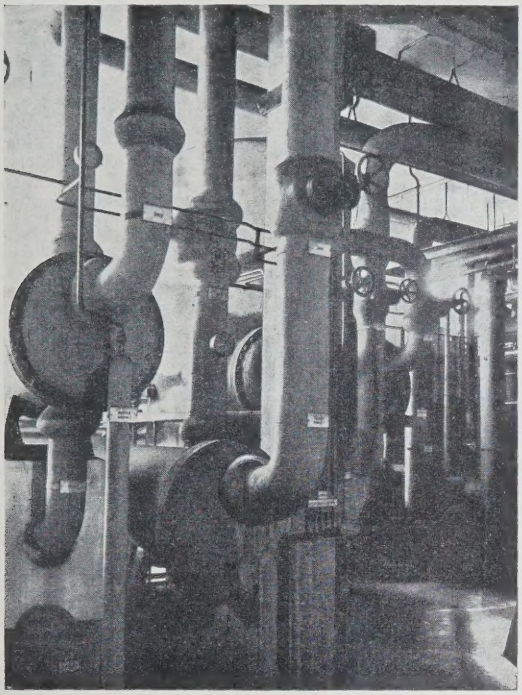


Abb. 5. Vorwärmer.

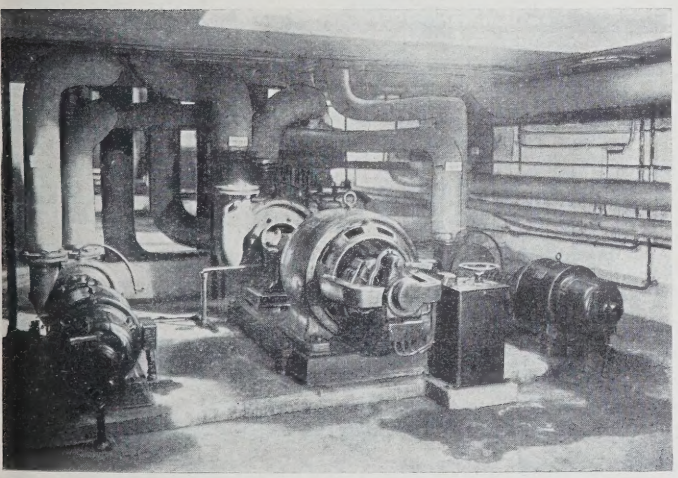


Abb. 6. Umwälzpumpen.

Das Wasser für die gesamte Raumheizung wird in zwei Gegenstromapparaten (Textabb. 5) mit je 180 m² Heizfläche auf eine Temperatur von 60 bis 70° im Mittel gebracht. Für den Wasserumlauf sorgen zwei Kreiselpumpen von je 28 m³ stündlicher Leistung, sowie eine Kreiselpumpe von 85 m³ Leistung bei 25 m Förderhöhe (Textabb. 6). Diese drücken das Wasser über einen Pumpenverteiler durch die Warmwasserbereiter und über den Vorlaufverteiler in das Netz, aus welchem es über den Rücklaufverteiler wieder zu den Pumpen gelangt. Die am höchsten über dem Kesselhaus gelegenen Heizkörper befinden sich im Direktionsgebäude, in dessen Dachgeschoß das Ausgleichgefäß mit einem Fassungsraum von 12 m³ in einer Höhe von 31 m über den Pumpen aufgestellt ist.

Die zur Überwachung des Kesselbetriebs nötigen Meßeinrichtungen sind auf einer gemeinsamen Tafel zusammengefaßt (Textabb. 7) und zwar drei Rauchgasprüfer „Ranarex", zeigend und schreibend, je ein Dampfmesser Bauart „Klinkhof" und „Eckardt", zeigend und schreibend, drei Rauchgastemperaturmesser mit Umschaltung auf verschiedene Meß-

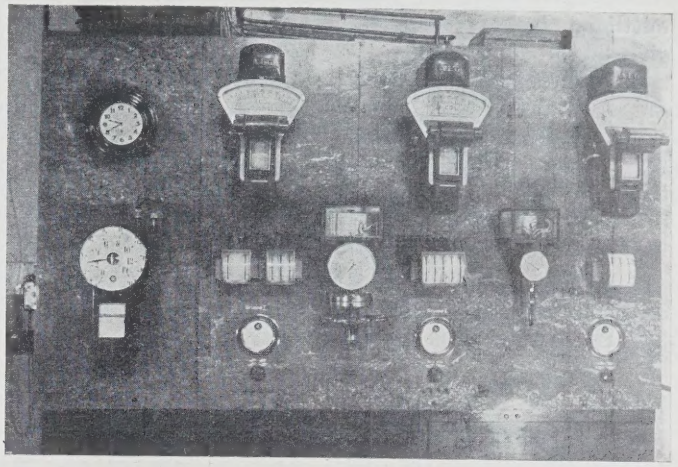


Abb. 7. Instrumente zur Überwachung des Kesselbetriebes.

stellen, ein Dampfdruckschreiber, drei mehrfache Zugmesser. Der gesamte Wasserverbrauch wird durch Wassermesser festgestellt.

Die Überwachung und Schaltung der eigentlichen Heizanlage ist auf einer besonderen Tafel zusammengefaßt (Textabb. 8). Auf ihr befinden sich außer einer Anzahl Druckmesser die Handräder für die Bedienung der Ventile und

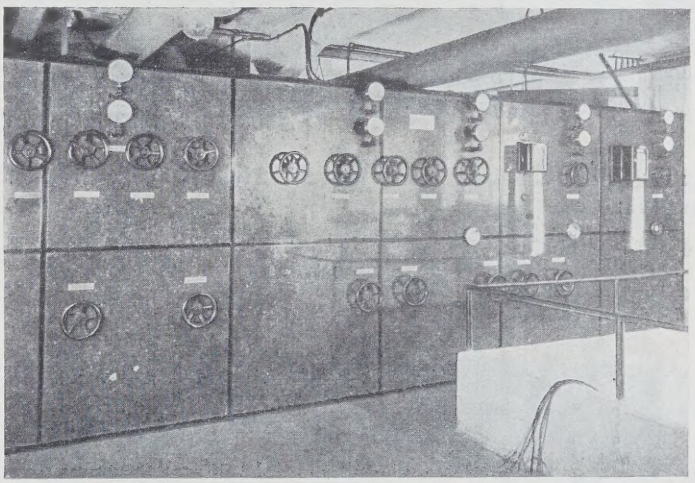


Abb. 8. Schalt- und Meßtafel für die Heizung.

Schieber, einige Wassermesser zur Feststellung der Durchflußmengen, außerdem ein sechsfach-Farbenschreiber zur Registrierung der Wasser- und Lufttemperaturen, sowie ein Wasserstandsfernmesser, zeigend und schreibend, zur Anzeige des Wasserstandes im Ausdehnungsgefäß, mit automatischem Läutwerk bei unzulässigem Absinken des Wasserspiegels.

Der Betrieb des Heizwerkes geht Tag und Nacht durch. Im Sommer ist ein Niederdruckkessel im Feuer, in der Übergangszeit ein Niederdruck- und ein Hochdruckkessel, im Winter reichen in der Regel zwei Hochdruckkessel aus. Während der großen Kälteperiode im Februar 1929 waren

zwei Hochdruck- und ein Niederdruckkessel im Betrieb, so daß bei noch stärkerer Beanspruchung oder beim Anschluß weiterer Wärmeverbraucher noch ein Hoch- und ein Niederdruckkessel zur Verfügung sind.

Während der stärksten Inanspruchnahme der Heizung bei Außentemperaturen bis zu — 25° stieg die in drei Kesseln stündlich erzeugte Dampfmenge auf 12000 kg, was einer durchschnittlichen Kesselbelastung von 25 kg entspricht, vorübergehend stieg die Belastung auf 35 kg. Der durchschnittliche Kohlenverbrauch betrug während dieser Zeit täglich 26 t.

Im Jahr 1928/29 wurden insgesamt 27200 t Dampf mit einem Aufwand von 3149 t Kohlen erzeugt. Der größte Monatsverbrauch des verflossenen Winters betrug im Februar 1929, wo zwei Hochdruck- und ein Niederdruckkessel im Betrieb waren, 5725 t Dampf, erzeugt mit 600 t Kohlen oder

Brennstoff:

| | |
|---|---|
| Verheizt im ganzen Ruhrnußkohle III | 3820 kg |
| „ in 1 h | 467,5 „ |
| „ in 1 h auf 1 m² Rostfläche | 117 „ |
| Heizwert der Kohle | 7181 kcal |

Herdrückstände:

| | |
|---|---|
| Anfall im ganzen | 308 kg |
| in % des verheizten Brennstoffs | 8,1 „ |
| Verbrennliches in den Rückständen | 23,7 „ |

Speisewasser:

| | |
|---|---|
| Verdampft im ganzen | 34375 „ |
| „ in 1 h | 4207 „ |
| „ auf 1 m² Heizfläche in 1 h | 26,0 „ |
| Speisewassertemperatur im Mittel | 64° |

Verbrennungsluft:

| | |
|---|---|
| Mittl. Temp. im Kesselhaus | 20° |

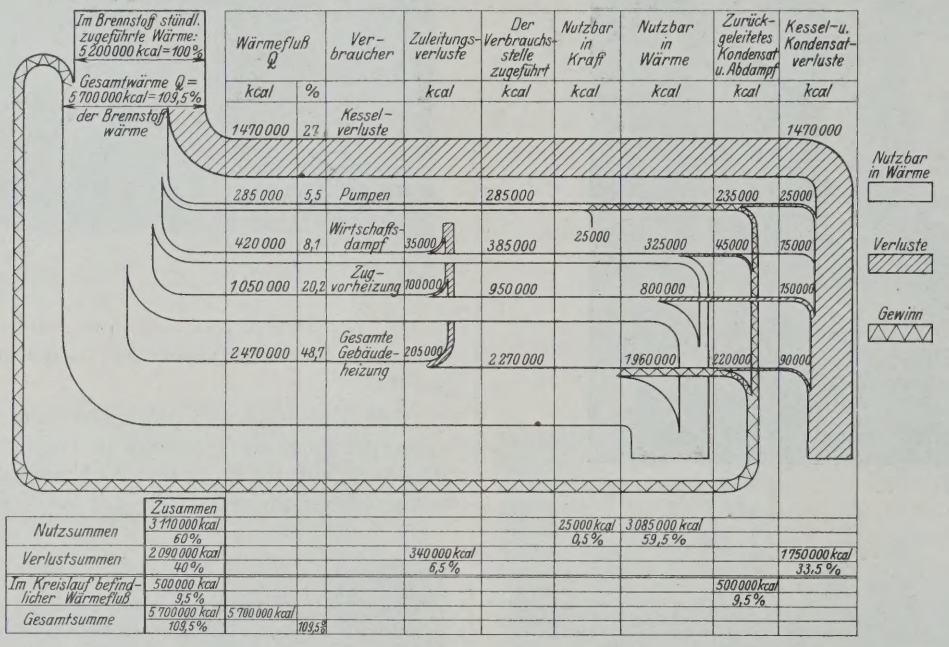



Abb. 9. Wärmeflußplan der Heizanlage Stuttgart Hbf.

im Tagesdurchschnitt 204 t Dampf mit 21,4 t Kohlen. Hiervon entfällt:

| | |
|---|---|
| auf die Zugvorheizung rund | 28 % |
| auf Wirtschaftsverbrauch | 10 % |
| auf Reichsbahndirektion | 22,5 % |
| auf Bahnhof und Nebengebäude | 39,5 % |
| | 100,0 % |

Das gesamte Kondensat mit Ausnahme des durch die Zugvorheizung verlorengehenden wird in einer Menge von rund 21000 t im Jahr zum Heizwerk zurückgeführt, entsprechend einem jährlichen Gewinn von rund 9 % oder 280 t Kohle.

Die Verteilung der erzeugten Wärme ergibt sich ohne besondere Erläuterung aus dem Wärmeflußplan (Textabb. 9).

Ein vorgenommener Verdampfungsversuch hatte folgende Ergebnisse:

**Verdampfungsversuch an einem Lokomotivkessel.**

Kesseldaten:

Nr. 3204
Baujahr: 1902
Heizfläche: 162 m²
Rostfläche: 4 m²
Zulässiger Dampfdruck: 11,0 atü.

Versuchsdaten:

| | |
|---|---|
| Versuchsdauer | 8,17 h |

Dampf:

| | |
|---|---|
| Überdruck im Mittel | 5,5 atü |
| Dampftemperatur | 161° |
| Erzeugungswärme von 1 kg Dampf | 597 kcal |

Heizgase:

| | |
|---|---|
| $CO_2$-Gehalt im Mittel | 11,7 % |
| $CO_2+O_2$-Gehalt im Mittel | 19,1 % |
| $O_2$-Gehalt im Mittel | 7,4 % |
| CO-Gehalt | 0 |
| Durchschnittstemperatur am Kesselende | 260° |

Verdampfung:

| | |
|---|---|
| 1 kg Brennstoff verdampfte Wasser | 9,0 kg |
| auf Normaldampf bezogen | 8,4 „ |

| | |
|---|---|
| Luftüberschuß | 1,52fach |

Wärmebilanz bezogen auf 1 kg Brennstoff.

| | kcal | % |
|---|---|---|
| Ausgenützt sind | 5373 | 74,8 |
| Verluste: | | |
| a) durch Abgabe im Schornstein | 955 | 13,3 |
| b) durch Unverbranntes in den Rückständen | 155 | 2,2 |
| c) Restverlust durch Strahlung, Leitung usw. | 698 | 9,7 |
| Heizwert des Brennstoffs | 7181 | 100 |

Brennstoffpreis:

für 1000 kg Brennstoff am Verwendungsort 25,95 ℛ.𝓜

Dampfpreis für 1000 kg Dampf . . . . 2,88 „

Die Bausumme des Werkes läßt sich genau nicht ermitteln, da das Kesselhaus mit dem Güterverwaltungsgebäude ein Ganzes bildet und die Kosten für das erstere nicht auszuscheiden sind. Auch die Bewertung der Einrichtung ist nicht genau festzustellen, da die Kessel, die Speisepumpen, verschiedene eiserne Behälter, eiserne Träger usw. in gebrauchtem Zustand verwendet und daher mit dem Altstoffwert in Rechnung gestellt wurden. Unter diesen Voraussetzungen berechnen sich die annähernden Kosten des eigentlichen Werkes zu:

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Gebäudeanteil, Fundamente, Kesseleinmauerung, Schornstein, Kohlenbunker . | 209000 ℛ.𝓜 |
| 2. | Fünf Kessel mit Zubehör, Wanderroste, Wasserreiniger, Kompressor zum Ausblasen der Rohre, selbsttätige Waage, Speisepumpen, Speisebehälter, zwei Elektrozüge, Hauptwassermesser, zugehörige Rohrleitungen . . . . . | 116000 ℛ.𝓜 |
| 3. | Warmwasserbereitungsanlage, Dampfdruckminderer, Verteiler, Umwälzpumpen, zugehörige Rohrleitungen . . | 70000 „ |
| 4. | Meß- und Überwachungseinrichtungen . | 6000 „ |
| 5. | Elektrische Anlagen und Installation . | 7000 „ |
| | Zusammen . | 408000 ℛ.𝓜 |

## Auswechslung der eisernen Überbauten der Schwarzbachtalbrücke in Barmen.

Von Reichsbahnoberrat **Leopold.**

In letzter Zeit ist im Bezirk der Reichsbahndirektion Elberfeld die Eisenkonstruktion der Schwarzbachtalbrücke erneuert worden. Die neuen eisernen Überbauten bieten an sich nichts Außergewöhnliches. Immerhin ist die Stützweite der Blechträger mit je 30,20 m bei 2,70 m Stehblechhöhe beachtenswert. Der nicht alltägliche Montagevorgang verdient aber, kurz beschrieben zu werden, vor allem wegen der großen Höhe, in der er sich abspielte, und wegen der Schwierigkeiten infolge der engen städtischen Bebauung in nächster Nähe der Baustelle.

Es handelt sich um die in Abb. 2 wiedergegebene Brücke, auf der die eingleisige Verbindungsbahn zwischen den Bahnhöfen Barmen-Rittershausen und Barmen-Wichlinghausen

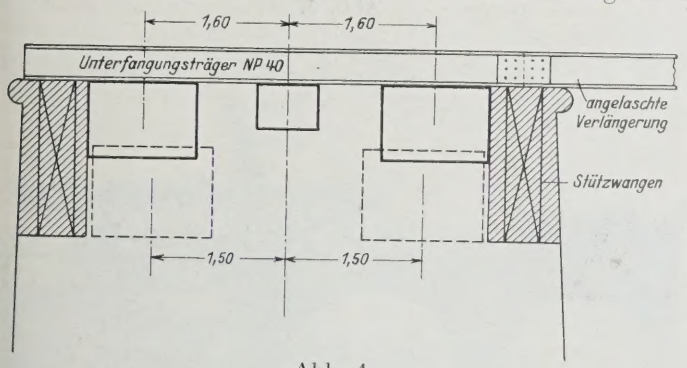



Abb. 1.

über das dazwischenliegende enge Tal hinüberführt. Das Bauwerk besteht aus drei gewölbten Steinbogen und im Anschluß daran aus weiteren drei Öffnungen, die mit Fischbauchträgern von je 30,15 m Stützweite überbrückt waren. Unter den beiden äußeren eisernen Überbauten führen städtische Straßen hindurch, der mittlere Überbau geht über Häuser hinweg. Zwischen die schweißeisernen Fachwerkträger der Überbauten (Baujahr 1889) wurde im Jahre 1910 noch je ein dritter Träger derselben Form als Verstärkung eingezogen, wie aus Abb. 2 zu ersehen ist. Die neuen Überbauten sind Blechträger mit hochgezogenen Enden und für Lastenzug N berechnet (Baustoff St 48, Niete aus Siliziumstahl).

Die folgenden Abb. 3 bis 5 zeigen die Auswechslung des Trägers für die mittlere Öffnung. Es handelte sich zunächst darum, die Auflagersteine aus Eisenbeton für den neuen Überbau herzustellen. Abb. 1 zeigt die Lage der drei alten und zwei neuen Auflagersteine (letztere punktiert) gegen den Pfeiler in der Gleisachse gesehen. Es wurden zunächst die in der Abb. 1 schraffierten Mauerwerkskörper seitlich der alten Auflagersteine in ganzer Pfeilerstärke beseitigt. Die Flächen der ausgebrochenen Teile sind auf Abb. 2 und 3 am Auflager des letzten Überbaues zu erkennen. An Stelle der fortgenommenen Mauerwerkskörper wurden Stützwangen aus vorhandener Eisenkonstruktion montiert, die für den vorliegenden Zweck besonders zugerichtet wurde. Diese Stützwangen sind

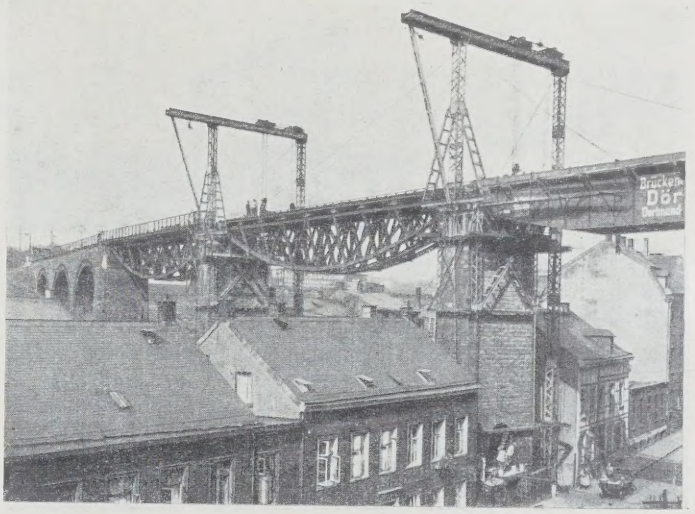


Abb. 2.

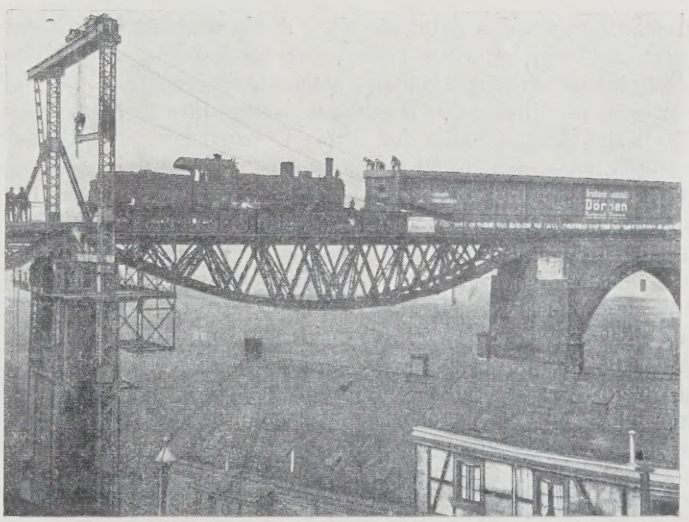


Abb. 3.

in Abb. 1 durch Kreuze angedeutet und auf den Abbildungen sichtbar. Sie erhielten als unteren Abschluß ein durchgehendes Blech, das auf dem Mauerwerk auflag und sorgfältig untergossen wurde. Um ein seitliches Kippen der Stützwangen zu ver-

meiden, waren sie an ihren Enden durch Stelzen verlängert, die auf den Langseiten der Pfeiler nach unten führten. Die Stelzen wiederum wurden durch zwei um die Pfeiler fassende Horizontalverbände gehalten, die einen senkrechten Abstand von 4,0 m voneinander hatten. Durch Holzkeile, die zwischen die Horizontalverbände und die Pfeilerflächen eingetrieben wurden, erhielt die Konstruktion einen unverrückbaren Halt. Es entstand dadurch zwischen Pfeiler und Hilfskonstruktion eine ähnliche Verbundwirkung wie zwischen einem Pyramidenstumpf und einem darüber gestülpten ähnlichen, hohlen Pyramidenstumpf. Die Flächen des Hohlpyramidenstumpfes sind hierbei durch die vier Stelzen mit ihren wagrechten Verbänden und dazwischen liegenden senkrechten Auskreuzungen ersetzt. Nachdem die Stützwangen fertig montiert waren, wurden die gußeisernen Lager des alten Überbaues entfernt, wodurch so viel Platz zwischen Oberkante des alten Auflagesteines und Unterkante der alten Konstruktion gewonnen wurde, daß die alten Überbauten mit zwei durchgeschobenen T-Trägern NP 40 unterfangen werden konnten, die ihrerseits wieder auf den Stützwangen auflagen (siehe Abb. 1). Zur Sicherheit wurden die Unterfangungsträger noch mit auf die alten Auflagersteine abgestützt. Um für die neuen, tiefer liegenden Auflagersteine Platz

Abb. 4.

zu schaffen, wurden dann die alten Auflagersteine einzeln entlastet und beseitigt. Es war dies bei der großen Höhe und bei dem beschränkten Arbeitsraum eine sehr schwierige Arbeit. Sie ist von oben mit fliegenden Rüstungen ausgeführt worden, wobei die Besichtigungswagen der alten Überbauten gute Dienste leisteten. Bei jedem Überbau wurde jeweilig nur ein alter Stein beseitigt und durch den neuen, der fast genau unter ihm lag, ersetzt. Die aus schnellbindendem Zement hergestellten neuen Auflagersteine wurden nach Erhärtung sogleich wieder zur Abstützung der Unterfangungsträger mit herangezogen. Auf diese Weise war eine sehr große Sicherheit vorhanden bei der einstweiligen Auflagerung der alten Überbauten, über die ja der Betrieb während dieser ganzen Arbeiten ununterbrochen hinwegging. Die alten Steine konnten nicht im ganzen herausgebracht werden, sondern sie mußten in Stücke zerlegt und mit einem Flaschenzug nach unten befördert werden.

Für die eigentliche Montage der neuen Überbauten sind Portalkrane verwendet worden, wie aus den Abbildungen ohne weitere Beschreibung ersichtlich. Das eine Bein des Portalkranes stand im Dreiecksverband auf der einen Stützwange, das andere Bein mußte in voller Höhe nach unten geführt und hier jedesmal besonders fundiert werden, was möglich war, da auf der einen Längsseite der Brücke der erforderliche Platz für diese Fundamente und die lange Portalstütze zur Verfügung stand. Die lange Stütze wurde mit den um die Pfeiler liegenden Horizontalrahmen verbunden. Selbstverständlich waren die Portale noch durch Drahtseile verspannt. Die Katzen auf den Querträgern der Portalkrane liefen in einer Höhe von 32 m über Talsohle. Die Unterfangungsträger der alten Überbauten erhielten eine angelaschte Verlängerung bis zum langen Bein des Portalkranes, um die alten Überbauten seitlich ausfahren zu können (siehe Abb. 1). Alles weitere ergeben die Abbildungen. Abb. 3 zeigt den neuen, auf Bahnhof Wichlinghausen zusammengenieteten Überbau, der auf zwei besonderen normalspurigen Wagen mit einer Lokomotive auf den auszuwechselnden

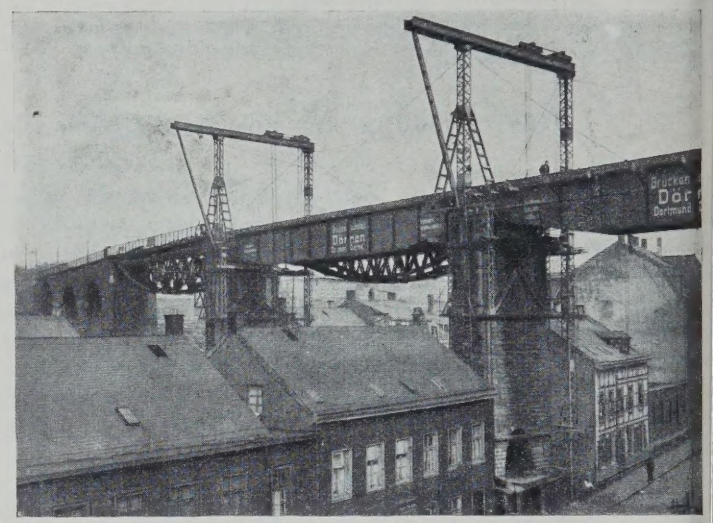



Abb. 5.

Abb. 6.

alten Überbau gefahren wird. Auf Abb. 4 sind Lokomotive und Beförderungswagen bereits entfernt, der neue Überbau hängt in den vier Flaschenzügen, die aus fünfteiligen Kloben bestanden, so daß jedes der zehn Seile eines jeden der vier Züge bei einem reinen Eisengewicht des Überbaues von 100 t rund 2,5t Last bekam. Gleichzeitig hat die Seitwärtsbewegung des alten, etwas hochgepumpten und auf Rollen gesetzten Überbaues begonnen, die mit besonderen Kabelwinden vorgenommen wurde. Vor dem Absenken des neuen Überbaues, das ebenfalls durch unter aufgestellte Kabelwinden von Hand erfolgte, mußten noch die einstweiligen Unterfangungsträger von ihren seitlichen Verlängerungen, auf denen jetzt der alte Überbau ruhte, abgelascht werden. Abb. 5 zeigt den abgesenkten neuen Überbau, endgültig in seinen Lagern liegend. Der alte Überbau wurde am Tage darauf gehoben, mit Hilfe der Katzen seitlich verfahren

auf die Beförderungswagen gesetzt und fortgeschafft. Abb. 6 zeigt die Beendigung der Gesamtarbeit; der alte Träger der dritten Öffnung tritt seine letzte Fahrt zur Verschrotungsstelle auf Bahnhof Wichlinghausen an.

Zu erwähnen bleibt noch, daß als Pause für die Auswechslung der einzelnen Überbauten jedesmal rund 6½ Stunden zur Verfügung standen. Zwei Stunden hiervon waren für Gleisarbeiten nötig. Bei der Auswechslung des ersten Überbaues ist diese Zeit voll gebraucht worden, weil ein Stück aus dem alten Hauptträger am Auflager wegen eines im Wege stehenden Hauses herausgeschnitten werden mußte, um den Überbau seitlich weit genug verschieben zu können. Die Auswechslung des zweiten Überbaues dauerte schon erheblich kürzere Zeit; beim dritten Überbau waren sämtliche Arbeiten in 4½ Stunden erledigt. Die Maurerarbeiten sind von der Firma Wilhelm Müller, Elberfeld, ausgeführt worden. Die Herstellung der Eisenkonstruktion lag in den Händen der Brückenbauanstalt Dörnen in Dortmund-Derne, die auch die gesamte Montage vorbereitet und ausgeführt hat. Der beschränkte Raum erforderte ein gutes Zusammenarbeiten der genannten Firmen. Ohne jeden Unfall wurde die gesamte Arbeit beendet.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Der Umbau der Weserbrücke bei Wehrden.

Unter den Brückenbauten der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, die in der letzten Zeit zur Durchführung kamen, ist die Weserbrücke bei Wehrden im Zuge der doppelgleisigen Hauptbahn Ottbergen—Northeim von besonderer Bedeutung, weil sie hinsichtlich der baulichen Durchbildung und der Aufstellungsarbeiten von den üblichen Anordnungen abweicht.

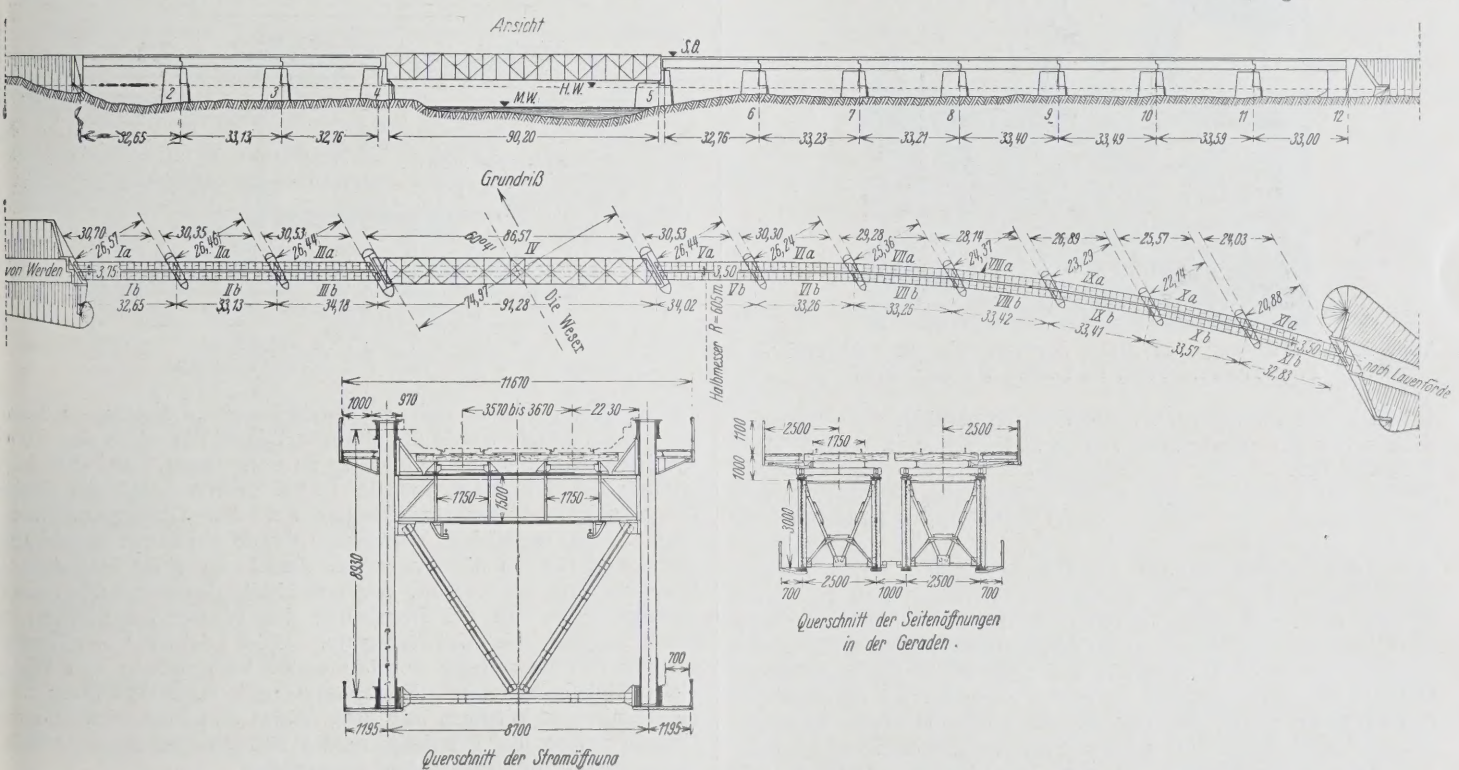



Abb. 1. Die neuen Überbauten.

Eine Verstärkung der Brücke, deren älteste Teile aus dem Jahre 1878 stammen, konnte mit vertretbarem Aufwand nicht mehr durchgeführt werden, da die Brücke künftig den Lastenzug N genügen muß. Man entschloß sich daher, die gesamten Überbauten zu erneuern.

Die Brücke hat eine Stromöffnung und zehn Flutöffnungen. Der Stromüberbau ist zweigleisig, hat eine Stützweite von 89,72 m und unten liegende Fahrbahn. Das System ist ein zweiteiliges Rhombenfachwerk mit parabolisch gekrümmtem Obergurt. Die Flutöffnungen sind durch eingleisige Parallelfachwerkträger (Rhombenfachwerk) mit oben liegender Fahrbahn und rund 35,5 m Stützweite überbrückt, von denen die auf der rechten Weserseite gelegenen in einer Kurve liegen. Grundriß und die Ansicht (mit den neuen Überbauten) sind in Abb. 1 dargestellt.

Ausschlaggebend für die Wahl der Überbauten über die Flutöffnungen war das Bestreben, die Pfeiler ohne Verstärkung wieder zu verwenden. Die Wahl fiel deshalb auf Blechträger, die durch Anordnung der Auflager übereinander vollkommen mittig auf den Pfeilern gelagert werden konnten. Auch konnten die Blechträger, weil sie niedriger waren, im Werk nahezu fertiggestellt werden. Verschiedene örtliche Schwierigkeiten (Gleisverziehungen, schiefe Pfeilerstellung u. dergl.), die ohnehin verwickelte Sonderkonstruktionen erforderten, drängten außerdem zu einer möglichst einfachen Bauart. Insbesondere war es in der Kurve nicht möglich, die Hauptträger der aneinanderstoßenden Überbauten mittig übereinander zu lagern, so daß die unten liegenden Träger kräftige Aussteifungen erhalten mußten. Die Querträger von 2,5 m Stützweite sind nicht fest angeschlossen, sondern ruhen auf gewölbten Stahlgußplatten auf dem Obergurt der Blechträger. Auch die Längsträger sind nicht angenietet, sondern verschraubt. In der Mitte der Überbauten sind Bremsträger eingenietet, in die die Längsträger mit einer in lotrechter Richtung frei beweglichen Konsole eingreifen, um eine freie Durchbiegung der Längsträger zu gewährleisten. Je zwei benachbarte Überbauten sind in der Mitte und in den Drittelspunkten im Ober- und Untergurt miteinander durch Gelenke verbunden, um die Seitenschwankungen möglichst zu vermindern.

Wegen der hohen Pfeiler konnte der Stromüberbau mit unten liegender Fahrbahn nicht mehr beibehalten werden. Der

neue Überbau ist vielmehr ein 90,2 m weit gespannter Parallelträger mit oben versenkter Fahrbahn (Abb. 1), dessen Unterkante um 6,9 m tiefer liegt als bisher. Es verbleibt dann noch eine lichte Durchfahrtshöhe von 5,0 m über dem höchsten schiffbaren Wasserstand. Diese Lösung, bei der die Geländerkante die oberste Begrenzung bildet, gibt ein äußerst ruhiges Bild, das sich in die Landschaft gut einpaßt. Das System weist 20 Felder mit steigenden und fallenden Diagonalen über je zwei Felder und mit Zwischendiagonalen auf. Der Ausbildung der Brems- und Schlingerverbände ist besondere Sorgfalt zugewandt. Der erste Untergurtstab ist biegefest ausgebildet, um nötigenfalls den Überbau mit Druckpressen in 1,3 m Abstand vom Auflager anheben zu können.

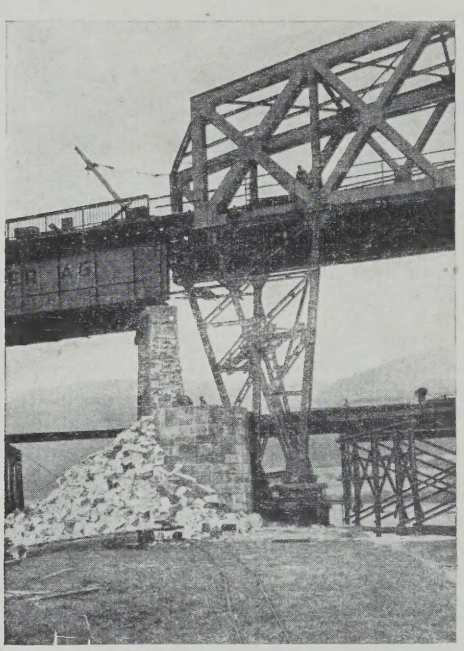


Abb. 2. Abstützung des alten Stromüberbaues während der Pfeilerumänderung und beim Ausschieben.

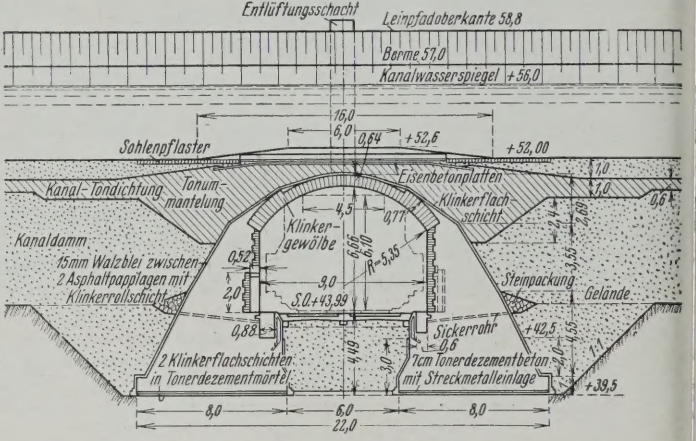
Die Aufstellung der Flutüberbauten geschah ohne Gerüste, mittels vier Schwenkkranen von je 25 t Tragkraft, die auf dem Vorlande liefen. Der Stromüberbau mußte in einer größeren Betriebspause durch seitliches Verschieben ausgewechselt werden. Die Änderung des Systems der Überbauten machte an den Pfeilern umfangreiche Arbeiten nötig. Während des Umbaues der Pfeiler mußte deshalb der Überbau mit eisernen Böcken abgestützt werden. Diese waren so angebracht, daß auf ihnen der ganze Überbau ausgefahren werden konnte (Abb. 2). Der neue Überbau wurde auf einem stromabwärts gelegenen Gerüst zusammengebaut und ebenfalls auf einer Rollbahn eingefahren. Die Auswechslung erfolgte an einem Sonntag, wo ohnehin der Güterverkehr gering ist; der Personenverkehr wurde zwischen den nächstgelegenen Stationen mit Kraftwagen aufrechterhalten.

Die neuen Überbauten sind mit Ausnahme der untergeordneten Bauteile aus St 48 hergestellt. Das Gesamtgewicht der Eisenteile betrug rund 3000 t. Die Baukosten betrugen 1,9 Millionen *RM*. Sp.

(Bautechnik 1929, Heft 3.)

### Die Unterführung der Reichsbahn Magdeburg—Stendal unter dem Mittellandkanal.

Ein bemerkenswertes Bauwerk wurde in den letzten Jahren nördlich von Magdeburg bei dem Orte Wolmirstädt errichtet. Dort kreuzt der neue Mittellandkanal, der im Auftrag liegend zu einer Kanalbrücke über die Elbe geführt wird, die Doppelbahn Stendal—Magdeburg. Mit Rücksicht auf den Schnellzugverkehr mußte an dieser Stelle die Linienführung und die Höhenlage der Bahnlinie beibehalten werden. Es entstand so eine schiefe Kreuzung unter 72° 26′. Tragfähiger Baugrund war in 5 m Tiefe vorhanden; die Gründung konnte also mittels breiter Betonwiderlager unmittelbar erfolgen. Das Grundwasser zeigte einen erheblichen Gehalt an $SO_3$, weshalb die Widerlager besonders geschützt werden mußten. Der lichte Querschnitt der Unterführung wurde mit Rücksicht auf den elektrischen Betrieb auf 9,0 m Breite und 6,10 m Höhe auf 4,5 m Breite festgesetzt. Nach eingehenden Wirtschaftlichkeitsvergleichen, entschloß man sich mit Rücksicht auf die Gefährdung des Bauwerkes durch Rauchgase dem Verlangen der Reichsbahn entsprechend die Unterführung als eingespanntes Gewölbe aus besten säurefesten Klinkern herzustellen und auch die Sichtflächen der Betonwiderlager damit zu verkleiden. Zur Festsetzung der Länge des Bauwerkes in der Bahnachse wurden drei Fälle untersucht: wagrechte Decke mit hohen Stirnmauern am Leinpfad, seitlich längs der wasserseitigen Kanalböschung hochgezogene Decke, und wagrechte Decke bis zu den Außenböschungen. Letztere Lösung mit 99,6 m Länge wurde ausgeführt. Die Einzelheiten des Querschnittes sind aus der Abbildung zu entnehmen. Bei der Ausbildung der Widerlager wurde darauf gesehen, daß die Gleise ihre Erschütterungen unmittelbar auf den Untergrund übertragen. Am westlichen Widerlager wurde ein innen begehbarer Rohrkanal für ein 350 mm weites Druckrohr einer bahneigenen Wasserleitung angeordnet, der außerhalb des Bauwerkes noch verlängert ist, um bei Rohrbruch das Wasser abzuführen; er dient zugleich als Entwässerung. Die Dichtung der Fugen erfolgte mit besonderer Sorgfalt unter Verwendung von Walzblei, Asphaltfilzplatten, Dachpappe und einer Mischung von mexikanischem Bitumen mit 10 % Asbest und Teerstrickeinlagen. Ebenso wurde die Tondichtung des Kanalbettes zu einer Tonummantelung des Bauwerkes ausgestaltet.




Querschnitt der Unterführung.

Für die Bauausführung wurde ein für das Kreuzungsbauwerk und das nahegelegene Schiffshebewerk ein gemeinsamer Bauhnhof errichtet; die Reichsbahnstrecke wurde vorübergehend seitlich verlegt. Die Gründungsarbeiten wurden im Schutz einer Grundwasserabsenkungsanlage von einer Staffel ausgeführt, die 77 Tage in Betrieb war.

Die Kosten belaufen sich einschließlich der Verlegung und Rückverlegung der Bahnlinie auf etwa 625000 *RM*. Sp.

(Bautechnik 1929, Heft 32, 34 u. 38.)

## Lokomotiven und Wagen.

### Heißdampftriebwagen mit Ölfeuerung für die Gran Ferrocarril de Venezuela.

Von Oberingenieur Günther der Maschinenfabrik Esslingen in Esslingen a. N.

Der Triebwagenzug (siehe Abb. 1) ist für die Bergbahn mit 1067 mm Spur von Caracas nach Los Teques und Los Tejerias bestimmt, die einen Höhenunterschied von 724 m, eine mittlere Steigung nach Los Teques einerseits von 18‰ auf 15 km und anderseits von 17‰ auf 43 km Länge hat. Die größte Steigung ist 22,2‰ und der kleinste Halbmesser der zahlreichen Krümmungen 60 m.

Der Triebwagen ist für leichten Personenzugverkehr sowo

uf der Berg- wie auch auf der Flachlandstrecke das wirtschaftchste Betriebsmittel. Die Verwendung einer Achse oder eines rehgestells des Wagens zu seiner Fortbewegung ermöglicht es, ie Triebachse bis zum höchstzulässigen Schienendruck zu belasten nd eine hohe Förderleistung mit dem geringsten Aufwand an austoff wie auch an Betriebspersonal zu erzielen.

Wagenachse und einer freien Treibachse, die von einer Zwillingsmaschine unmittelbar angetrieben wird. Das Treibgestell ruht mittels Blattfedern auf den beiden Achsen, trägt den Wagenkasten mit Spiralfedern an beiden Seiten des Drehgestellrahmens und führt den Wagenkasten vermittels des Kessels, der mit dem Gestell fest verbunden ist und einen Führungszapfen des Drehgestells

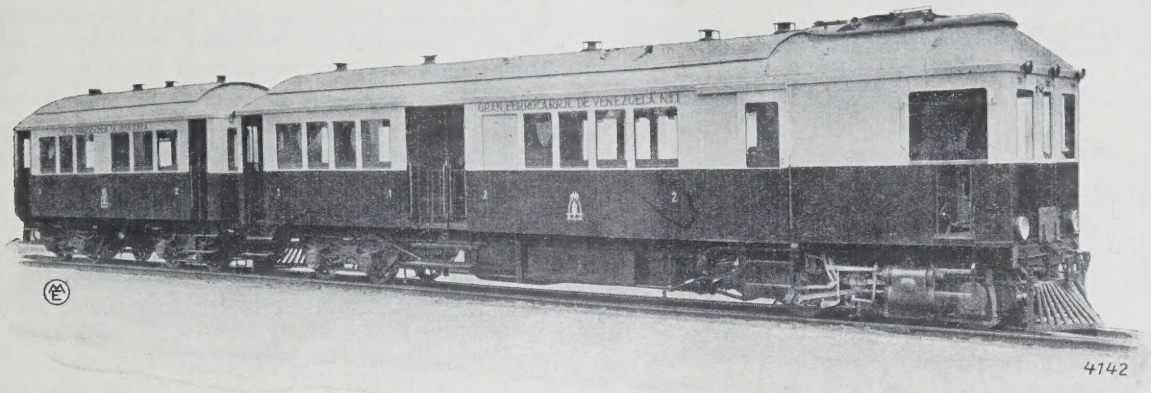



Abb. 1. Triebwagenzug.

Durch die Einführung des Triebwagens sollen die gleichen rfolge wie bei vielen, besonders amerikanischen Bahnen erreicht nd die Konkurrenz des Automobilverkehrs durch häufige Zugge und billigen und angenehmen Betrieb für die Bahn unschädch gemacht werden. Dieser Betrieb bedingt, daß als Brennstoff enezuelanisches Öl verwendet wird, das der vielen Tunnel wegen uchfrei und vollkommen verbrannt werden muß.

Die Maschinenfabrik Esslingen in Esslingen, die den Bau von riebwagen mit Dampf- und Motorantrieb als Spezialgebiet it 1879 betreibt, hat nach eingehenden Versuchen mit Feuerungen r venezuelanisches Öl den Triebwagenzug gemäß der Abbildung 2 nd der folgenden Hauptangaben ausgeführt:

| | |
|---|---|
| Heizfläche der Feuerbüchse | 3,65 m² |
| „ „ Rauchrohre | 20,15 „ |
| „ „ Siederohre | 18,70 „ |
| „ verdampfend | 42,50 „ |
| „ des Überhitzers | 13,78 „ |
| „ gesamt | 56,28 „ |
| Dampfdruck | 16 at |
| Zylinderdurchmesser | 240 mm |
| Kolbenhub | 330 „ |
| Treibraddurchmesser | 850 „ |
| Treibachslast, vollbesetzt | 10,6 t |
| Speisewasservorrat | 1,32 „ |
| Ölvorrat | 0,6 „ |
| Mittlere Zugkraft $0{,}5 \times 16 \frac{24^2 . 33}{85} =$ | 1800 kg |
| Größte Zugkraft $0{,}75 \times 16 \frac{24^2 . 33}{85} =$ | 2700 „ |
| Dauerleistung | 130 PS |
| Größte Geschwindigkeit | 50 km/h |
| Leergewicht des Wagens | 28 t |
| Dienstgewicht des vollbesetzten Wagens | 35 „ |
| Laufraddurchmesser | 767 mm |
| Drehgestellabstand | 10580 „ |
| Achsabstand des Triebgestells | 2400 „ |
| „ „ Laufgestells | 1500 „ |
| Größte Höhe | 3,9 m |
| Größte Breite | 2,5 „ |
| Sitzplätze | 42 |
| nhänger: | |
| Leergewicht | 12 t |
| Dienstgewicht, vollbesetzt | 16 „ |
| Drehgestellabstand | 4700 mm |
| Achsabstand des Drehgestells | 1500 „ |
| Sitzplätze | 32 |

Der Triebwagen hat einerseits ein normales zweiachsiges rehgestell und anderseits ein Treibgestell mit einer gewöhnlichen

ersetzt. Sowohl die seitlichen Führungskräfte als auch die Zug- und Bremskräfte des Drehgestells werden vom Kessel auf das Untergestell des Wagens übertragen.

Der Kessel, Bauart Kittel, hat einen Schmidtschen Kleinrohrüberhitzer, eine Wasserreinigungs- und Abschlammvorrichtung und ist mit einer Feuerung zur vollkommenen Verbrennung von Schweröl versehen.

Die Dampfmaschine hat eine Heusinger-Steuerung mit Kolbenschieber, der — wie auch der Dampfkolben — mit der Stange aus einem Stück besteht. Die Umsteuerung geschieht durch Handhebel und die Schmierung der Kolben und Stopfbüchsen durch eine vom Triebwerk angetriebene Bosch Schmierpresse.

Eine Luftdruck- und Handbremse wirkt auf alle Achsen, ein Luftdrucksandstreuer ist für beide Fahrtrichtungen vorhanden.

Der Triebwagen ist einmännig zu bedienen, alle Handhabungen des Führers während der Fahrt, wie die Bedienung des Reglers, Steuerhändels, der Zylinderhähne, des Sandstreuers, des Ölventils, der Luftklappe, des Injektors, der der Bremse und Pfeife werden ausgeführt, ohne daß der Führer seinen Stand wechselt.

Das Führerhaus ist durch eine Drehtüre mit dem Gepäck- oder Postraum und dieser durch eine Schiebetüre mit den Räumen für die Fahrgäste verbunden. Die Sitzabteile sind mit Schiebetüren abschließbar gegen die offenen, mit Notsitzen versehenen Abteile in der Mitte und am Ende des Wagens, die nach außen mit Dixtüren abschließbar sind. An den Stirnseiten sind die Wagenvorbauten verglast und mit Übergangseinrichtungen versehen.

Beide Abteile erster und zweiter Klasse (siehe Abb. 3) haben einen Mittelgang, seitliche Quersitze mit umlegbaren Rückenlehnen, in der ersten Klasse mit Lederbezug und Armstützen, in der zweiten Klasse mit Rattan-Geflecht. Die Verschalungen und Gerippehölzer sind Teak-Holz, das im Wageninnern poliert und außen bis zur Fensterbrüstung naturlackiert und darüber cremefarben gestrichen ist. Die Fußböden aus Pitchpine sind in den Sitzabteilen mit Linoleum belegt. Das Doppeldach ist außen mit Doppeldrell abgedeckt, mit einem Sonnendach und innen mit weißlackierter Steinpappe versehen. sämtliche Fenster sind herablaßbar, haben ebensolche Jalousien und außerdem Schiebevorhänge in der ersten Klasse, Rollvorhänge in der zweiten Klasse. Auch ist der Wagen mit einem Abort mit Wasserspülung, einer Wascheinrichtung, elektrischer Beleuchtung, Flettner-Lüfter, einem Eiskasten, Kristallspiegel usw. ausgestattet.

Der Anhänger in der gleichen Ausführung mit zwei zweiachsigen Drehgestellen, ebenfalls mit Wiege-Lagerung und Isothermo-Achsbüchsen, hat den mittleren Ein- und Ausgang nicht, auch zunächst keinen Abort.

Das Triebgestell und der fertige Triebwagen wurden auf dem Lokomotivprüfstand der Maschinenfabrik Esslingen und der

Wagen auf dem Geleise probiert. Das erstmalige Anheizen des Kessels und der Einmauerung dauert bei vorsichtiger Feuerung bis zum Höchstdruck etwa $1^1/_4$ Stunden, das Wiederanheizen von 0 at Kesselspannung etwa 20 Minuten. Bei mäßiger Anstrengung der Feuerung werden annähernd 130 kg Öl in der Stunde rückstandslos verbrannt, dabei etwa 1250 kg Wasser verdampft und auf 340 bis 380° C überhitzt, entsprechend einer Verdampfungsziffer von 9,6 und einem Kesselwirkungsgrad von 72 %, ohne Berücksichtigung des Wärmeverlustes durch Injektor und Sicherheitsventil.

Die Feuerung läßt sich auf etwa $^1/_5$ Leistung zurückstellen, ohne wesentliche Änderung des Wirkungsgrades und die Luft- bzw. Ölzufuhr auf rauchlose Verbrennung einstellen und zwar durch Beobachtung der Abgase und des Heißdampfthermometers, das mittelbar den Luftüberschuß anzeigt, so daß der Kohlensäureanteil der Abgase möglichst unter 14 % gehalten werden kann und die Wirtschaftlichkeit der Feuerung durch häufigen Ersatz der Schamottesteinausmauerung nicht beeinträchtigt wird.

Die Ergebnisse der Feuerung entsprechen denen der Vorversuche mit dem venezuelanischen Öl, das, stark verunreinigt,

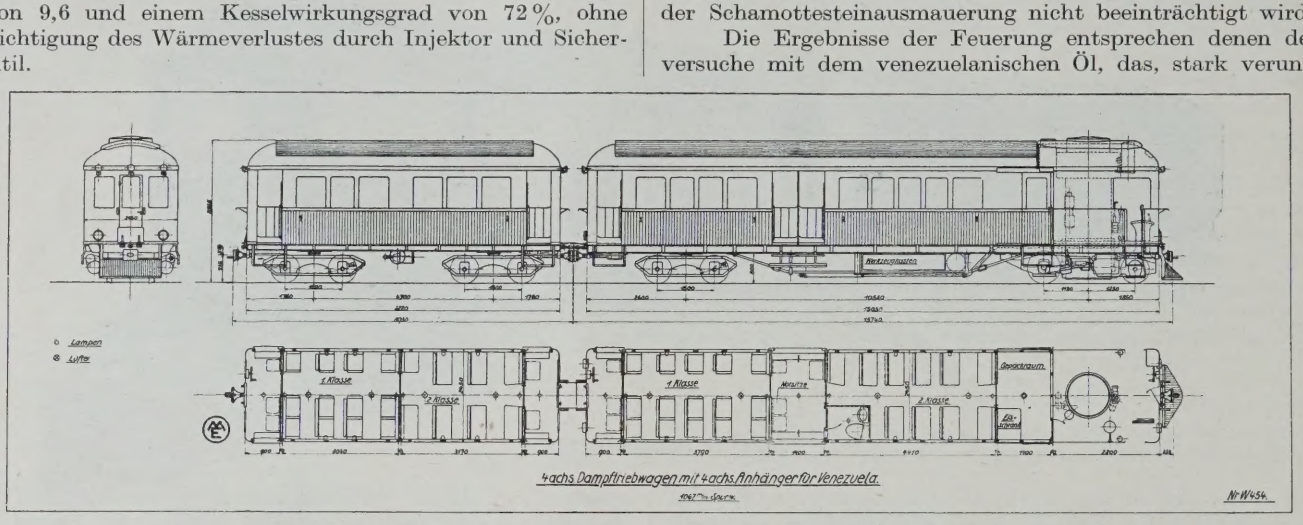



Abb. 2. Triebwagenzug, Aufriß und Querschnitt.

Hierbei ist die Maschinenleistung bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 30,2 km/h und nahezu gleichbleibender Zugkraft von 1205 kg zu 135 PS am Radumfang ermittelt worden, so daß sich ein Dampfverbrauch von 7,4 kg pro PS am Radumfang

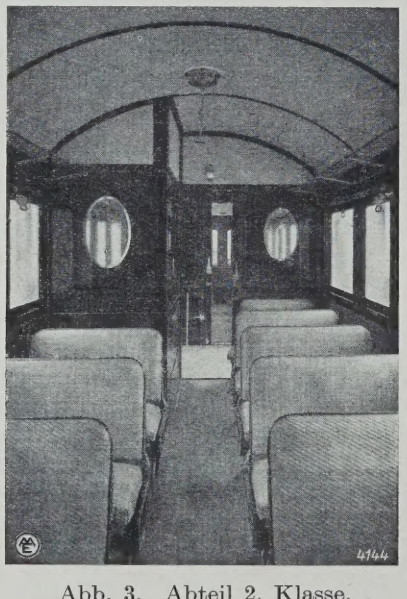


Abb. 3. Abteil 2. Klasse.

aus der erzeugten Dampfmenge abzüglich des Verbrauches für die Ölfeuerung ableiten läßt, wobei zu berücksichtigen ist, daß die Ringe des Schiebers und Dampfkolbens z. T. noch nicht völlig eingelaufen waren.

Bei starker Anstrengung der Feuerung wurden 154 kg/h verbrannt und 1570 kg Wasser verdampft, dabei wurde eine Dampftemperatur von 370 bis 400° und eine Verdampfungsziffer von 10,2 und 75 % Wirkungsgrad erreicht. Die Heizfläche des Kessels ist auch hierfür noch sehr reichlich bemessen und war mit nur 37 kg/m² belastet.

Der Kessel wurde mit Rohwasser von 23,6 deutschen Härtegraden gespeist; etwa 80 % der Rückstände sind vom Wasserreiniger aufgenommen worden.

erst bei 90° Vorwärmung eine Viskosität von 5° Engler zeigt un an die spezielle Ausbildung des Brenners hohe Anforderunge stellt, um eine vollkommene Verbrennung zu erreichen.

Die Zugkraft des Triebwagens wurde auf dem Gleise durc gebremste Anhänger zu 1600 bis 1800 kg am Zughaken fes gestellt, also zu mehr als 1800 kg am Radumfang, ohne daß dab mit dem unbesetzten, nur mit halben Vorräten versehenen Wage die Treibachse ins Schleudern kam.

Mit dieser Zugkraft läßt sich der Triebwagen und Anhäng in der Horizontalen bei einer Anlaufstrecke von rund 50 m auf und einer solchen von 90 m auf 30 km/h Fahrgeschwindigke bringen. Beim Anfahren auf der Steigung von 22,2‰ und in d Kurve von 75 m Halbmesser würde diese Zugkraft den Fah widerstand decken, aber eine nennenswerte Beschleunigung nic ergeben; doch kann bei Anstellen des Luftsandstreuers und Au legung der Steuerung die Zugkraft noch auf nahezu $^1/_4$ d Treibachslast gesteigert werden, so daß auch hier noch ei Beschleunigung von 0,22 m/sec² aufgebracht wird.

## Wagenkasten aus Aluminium.

Die amerikanische Pennsylvania-Bahn hat die Wagenkäst der neuen Personenwagen für eine elektrisch betriebene Voro strecke aus Aluminium anfertigen lassen, wobei die Baute genau dieselben Abmessungen erhielten wie die der ältere aus Stahl hergestellten Wagen. Das gesamte Wagengewic verminderte sich dadurch von 56 t um 10,5 % auf 50 t. Je na der Beanspruchung der einzelnen Teile wurden eine ganze Anz Aluminiumsorten verschiedener Zusammensetzung und Hä verwendet, vom handelsüblichen Reinaluminium mit gerin Zugfestigkeit bis zu Sonderlegierungen mit Kupfer-, Mange und Magnesiumzusatz und hoher Zugfestigkeit von 32 kg/c Für einzelne Teile wurde auch Aluminiumguß angewendet. Na zweijähriger Beobachtungszeit wurde festgestellt, daß sich d Baustoff durch das Altern in seinen physikalischen Eigenschaft praktisch nicht verändert hatte.

Vor dem Anstrich wurden die Aluminiumteile mit d Sandstrahl und mit Stahlbürsten gereinigt, mit Terpenti sowie mit einer verdünnten Ammoniaklösung abgewasch Darauf wurden sie in gewöhnlicher Weise angestrichen.

Bttgr.

(Railw. Age 1929, 2. H., Nr. 6.)

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**5. Jahrgang** **15. Februar 1930** **Heft 4**


## Die Pumpenwerkstätte des Reichsbahnausbesserungswerkes München-Freimann.


Von Reichsbahnrat **Staufer** und Regierungsbaumeister **Ruidisch,** München.


### Aufgabe und Gliederung der Werkstätte.

Durch Zusammenfassung einer großen Zahl von Aus-esserungsarbeiten gleicher Art in einem einzigen oder in enigen Werken ergeben sich eine Reihe von Vorteilen: Virtschaftliche Ausnutzung wertvoller Einrichtungen, Personal- nd Werkstoffersparnisse und damit eine wesentliche Ver-ngerung der Ausbesserungskosten bei gleicher und sogar esteigerter Güte der Ausbesserungsarbeit. Wo diese Vorteile en Nachteil der höheren Versandkosten erheblich überwiegen, t die Schaffung zentraler Aufarbeitungs-Werkstätten erechtigt und geboten.

Aus diesen Gründen wurde für den Bereich des rechts-heinischen bayerischen Netzes der Reichsbahn die Aus-esserung aller Speise- und Luftpumpen dem Ausbesserungs-erk München-Freimann übertragen.

Als Arbeitsanfall waren nach den Vorerhebungen jährlich 500 Luftpumpen und 1200 Speisepumpen zur Instandsetzung u erwarten, also eine tägliche Durchschnittsbelastung von 2 Stück. Da ein Teil der Pumpen nur kleinere Schäden auf-eist, die ohne vollständiges Zerlegen von den Betriebswerken elbst rasch beseitigt werden können, dürfte diese Zahl um nd 20 % vermindert werden. Die Werkstätte war also für ie vollständige Zerlegung und Überholung von täglich neun is zehn Pumpen zu bemessen.

Die beschränkten Raumverhältnisse im alten Werk München zwangen dort zunächst zur Aufstellung einer Werk-tätte mit der halben im Endzustand geforderten Leistung; is wurden dort die Pumpen von drei Ausbesserungswerken nd zwei großen Betriebswerken zur regelmäßigen Unter-uchung übernommen. Diese in Textabb. 1 dargestellte Werkstattanlage hatte hauptsächlich den Zweck, Erfahrungen mit der neuen Betriebsform einer geschlossenen Werkstätte mit reiner Zweckanordnung der Maschinen und Arbeitsplätze u sammeln und Einblick in die Bewährung neueingeführter Bearbeitungsmethoden zu gewinnen; ferner mußten Vor-ichtungen und Sonderwerkzeuge entwickelt und eingeführt nd nach günstigem Verlauf ihrer Erprobung Zeitaufnahmen orgenommen werden.

Auf Grund der in München gemachten Betriebserfahrungen onnten die Pläne der neuen Werkstätte in Freimann für die olle endgültige Leistung entworfen werden. Textabb. 2 eigt den Grundriß der neuen Pumpenwerkstätte des Aus-esserungswerkes Freimann, deren Einrichtungen und Be-riebsführung im nachstehenden beschrieben werden.

Die Aufteilung der zur Verfügung stehenden Bodenfläche on rund 900 m² war durch die Forderung, auch hier sämtliche nstandsetzungsarbeiten im Arbeitsfluß durchzuführen, be-timmt. Wegen der ungünstigen Erfahrungen mit der ab-echselnden Anordnung von Schlosser- und Maschinenarbeits-lätzen innerhalb einer Förderbahn, die nicht übersichtlich enug war, wurden diese örtlich voneinander getrennt. Ebenso urde die Hängebahn nach Textabb. 1 mit Demag-Zügen erlassen, da mit Hängebahnen nur sehr schmale Grund-lächenstreifen bestrichen werden können, dafür wurden lektrisch betriebene Laufkranen und leichtere örtliche Flaschen-üge gewählt.

Die Werkstätte gliedert sich in zehn aneinander gereihte elder:

1. Abstellplätze für eingehende schadhafte Pumpen,
2. Zerlegung und Reinigung
3. Arbeitsaufnahme und -verteilung
4. Maschinelle Aufarbeitung der Pumpenteile
5. Zwischenprüfung nach der maschinellen Aufarbeitung und Arbeitsverteilung für die Schlosserplätze
6. Schlosserarbeiten an den Einzelteilen und teilweiser Zusammenbau
7. Zwischenprüfung und Vorbereitung für den Zusammenbau
8. Zusammenbau
9. Prüfstände
10. Abstellplätze für fertige Pumpen.

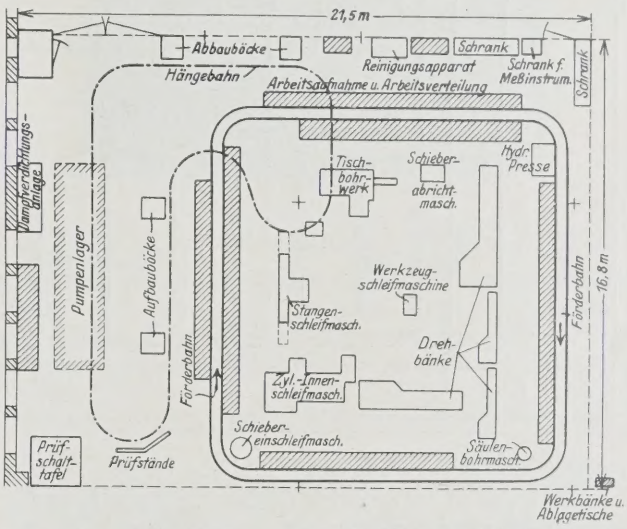



Abb. 1. Grundriß der Pumpenwerkstätte im Werk München.

### Einrichtungen der Werkstätte. Sondervorrichtungen.

Der Abstellraum für instandzusetzende Pumpen liegt unter den Kranfeldern 1 und 2 auf der Nordostseite der Werkstätte. Er ist mit einer Reihe von Aufhängeständern ausgestattet, deren Längsachsen senkrecht zu dem vorbeiführenden Förderweg gerichtet sind. Die zur Instandsetzung anrollenden Pumpen können daher mit den Demag-Laufkranen und einer besonderen Einhängevorrichtung bequem in senkrechter Lage in die Aufhängeständer eingelassen und bei Bedarf für den Abbau abgehoben werden. Zur Erzielung einer stets guten Übersicht über den jeweiligen Arbeitsvorrat werden die Pumpen gattungsweise in die Aufhängeständer eingeordnet; neben guter Übersicht wird hierdurch auch die günstigste Raumausnützung und eine schonende Behandlung der Pumpen gewährleistet. Der Abstellraum ist auf Textabb. 3 zu ersehen, die vom Reichsausbesserungswerk Sebaldsbrück übernommene zweckmäßige Einhängevorrichtung auf Textabb. 4.

Für das Zerlegen der Luftpumpen sind die beiden Abbau-Böcke A und B, für Speisepumpen der Abbau-Bock C bestimmt. Wie aus Textabb. 5 ersichtlich, bestehen die Abbau-Böcke aus je einem doppelten Bockgestell a mit drehbar gelagerter Welle b. Auf das frei ausladende Ende der Welle ist ein gekröpfter Ausleger d mit Knaggenkopf c aufgekeilt.

Über die Arme dieses Auslegers werden beliebig verstellbare Pumpenträger e geschoben, an denen die Pumpen mit ihren Flanschen mittels Stiftschrauben befestigt werden. Die beliebige Einstellbarkeit der Pumpenträger e ermöglicht es, den Schwerpunkt der Pumpen ungefähr in die Wellenachse zu verlegen, wodurch die Pumpen ohne großen Kraftaufwand nach Auslösen der Knagge f mit Fußhebel g in irgend eine Lage gedreht und dort festgehalten werden können.

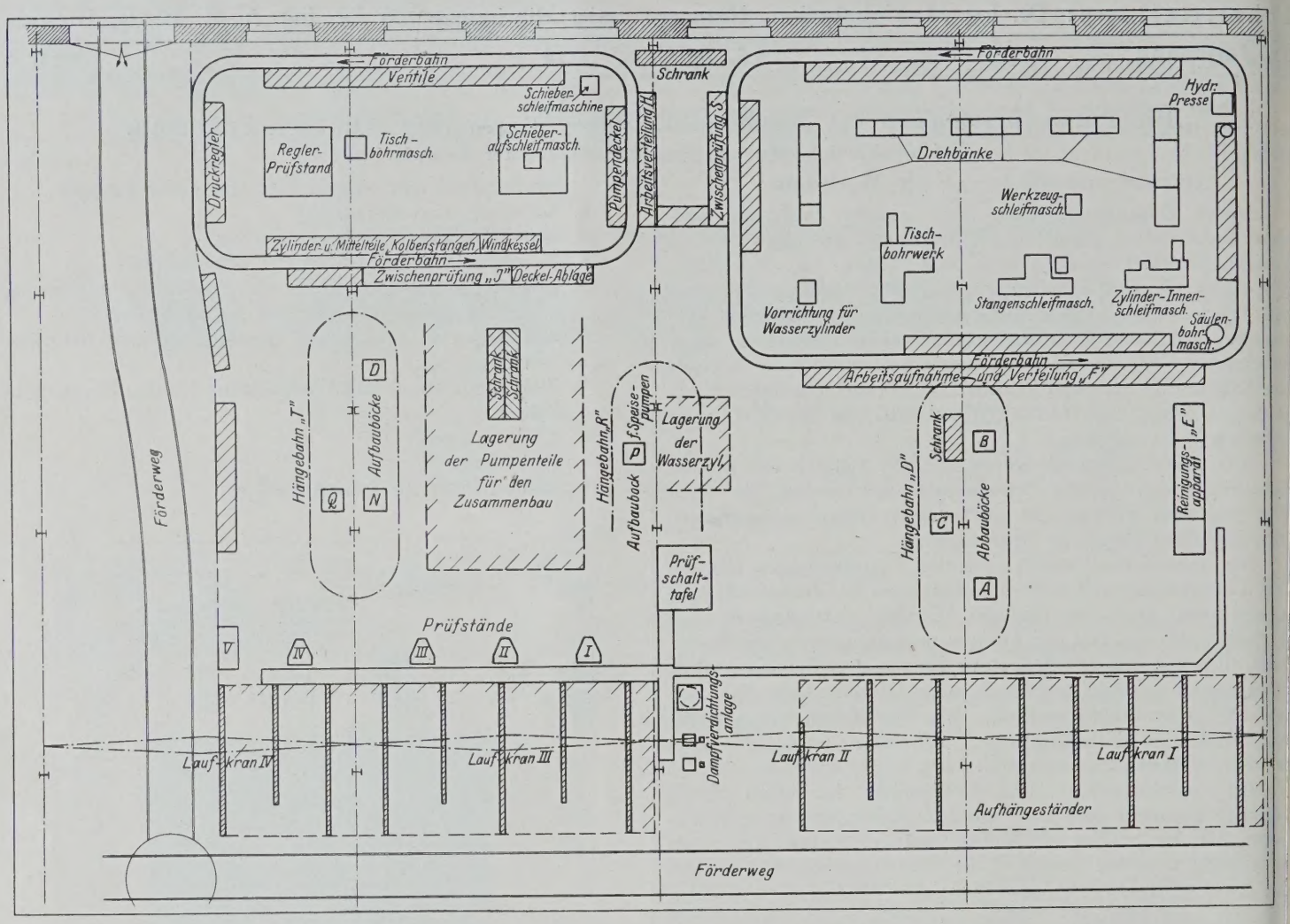



Abb. 2. Grundriß der Pumpenwerkstätte im Werk Freimann.

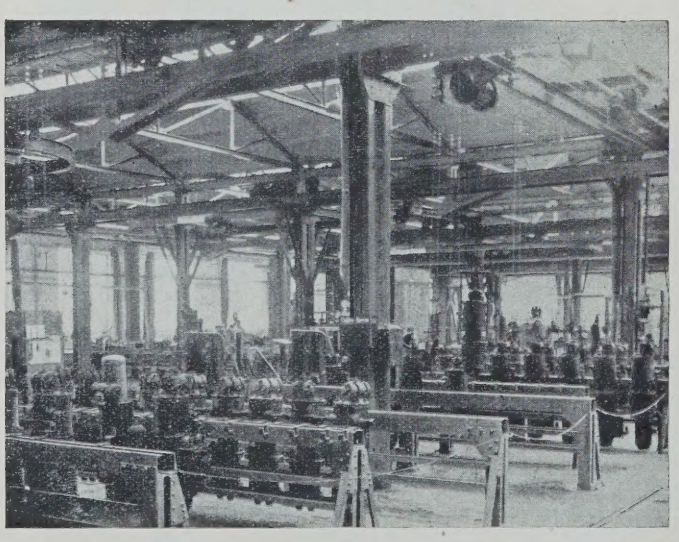


Abb. 3. Abstellraum für instandzusetzende Pumpen mit Aufhängeständern.

Um die Arbeitsplätze vor den Abbau-Böcken von den während der Zerlegung auslaufenden Wasser und Öl saube zu halten, sind Gitterroste mit anschließenden Ablaufkanäle in den Boden eingelassen. Das Abheben schwerer Pumpenteile wie Wasserzylinder oder Windkessel, wird dem Arbeiter durc zwei Demag-Züge mit je 100 kg Tragkraft, die auf eine in sich geschlossenen, über den Abbau-Böcken angeordnete Hängebahn D verfahren werden können, wesentlich erleichter Die Stromzuführung zu den elektrischen Flaschenzügen is durch Hängekabel derart hergestellt, daß jeweils ein Hebezeu die östliche bzw. die westliche Hälfte der Bahn befahren kann Das Werkzeug für die Zerlegungsarbeiten ist in verfahrbar Schlüsselbretter eingeordnet; die Werkzeugumrisse sind au diesen mit roter Farbe kräftig aufgezeichnet, so daß eine rasch tägliche Überprüfung der Vollzähligkeit des Werkzeugs nac Arbeitsschluß möglich ist. Aus Textabb. 6 können die Ein richtungen für das Zerlegen der Pumpen ersehen werden.

Gegenüber den Abbau-Böcken ist ein selbsttätige Reinigungsapparat E „Hydromatikus" der Firm Hahn & Kolb, Stuttgart aufgestellt. Die Textabb. 7 zeig die Einrichtung der Waschmaschine. Eine mit einer Elektromotor gekuppelte Kreiselpumpe, mit einer Leistun bis zu 700 l/Min. führt die Reinigungsflüssigkeit unter sta kem Druck dem Reinigungsgut von oben und unten her übe je zwei entgegengesetzt sich drehende Segnersche Wasse räder zu. Die Reinigungsflüssigkeit — eine Lösung von Lauge

tein und Wasserglas in Wasser. — ist in einem Behälter im Unterteil der Waschmaschine untergebracht und wird mittels Dampfheizschlangen bis auf 70° C erwärmt. Zwischen Ober- und Unterteil des Apparates sind Fahrschienen eingebaut, auf denen die Körbe mit dem zu reinigenden Gut durch die Maschine geschoben werden können. Die umlaufenden heißen Wasserstrahlen prallen von allen Seiten kräftig auf die Pumpenteile auf und scheuern sie bis in die tiefsten Winkel sauber. Der Reinigungsprozeß ist bei sehr öligen und schmutzigen Teilen nach 12 bis 15 Minuten sicher beendet. Die Dampf- und Kondenswasserleitung, sowie die Frischwasser- und Abwasserleitung werden in einem besonderen Kanal zur Waschmaschine herangeführt.

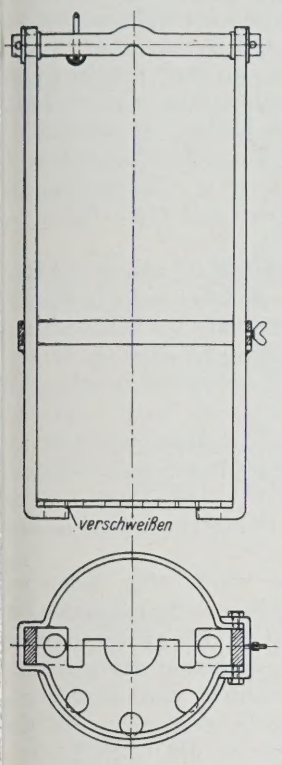



Abb. 4. Einhängevorrichtung für Pumpen.

Die Bodenfläche zwischen Reinigungsapparat und Abbau-Böcken ist für die Abstellung der Reinigungskörbe frei gehalten. Diese sind entsprechend der Fahrschienenspur 570 mm breit und entsprechend dem Platzbedarf für die sachgemäße Lagerung aller Teile einer Pumpe 1100 bzw. 1600 mm lang. Der Boden der Körbe ist aus hochkantgestelltem Bandeisen hergestellt, das im Zick-Zack geführt und mit einem weitmaschigen Drahtgitter überspannt ist. Die von unten kommenden Wasserstrahlen können deshalb kräftig auf das Reinigungsgut auftreffen.

Gegenüber der Reinigung der Pumpenteile mit Petroleum hat dieses Verfahren den großen Vorzug, daß die Teile wegen ihrer hohen Eigentemperatur nach dem Waschen von selbst

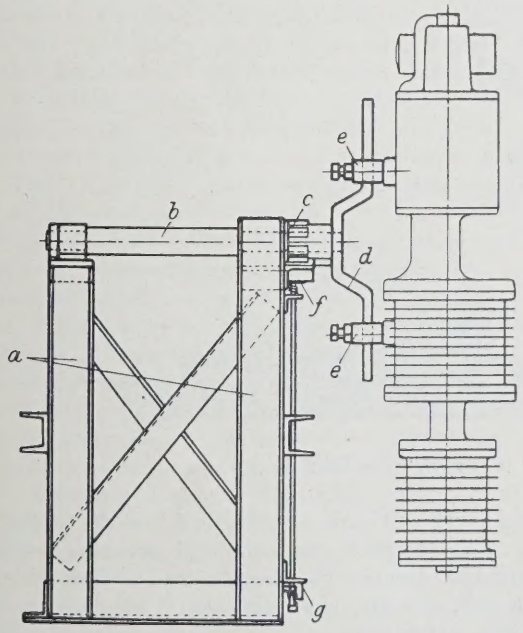



Abb. 5. Ab- und Aufbauböcke für Pumpen.

trocknen und das Abtrocknen von Hand entfällt. Es ist als Handarbeit nur noch das Entfernen festgebrannter Dichtungen mit dem Schaber notwendig.

Nach der Reinigung wandern die Pumpenteile auf die Ablegetische F. Dort werden sie gruppenweise aufgelegt, vom Vorhandwerker untersucht und im Beisein des Meisters gelehrt. Nach der Arbeitsaufnahme, worin die Ausstellung der Gedingezettel einbegriffen ist, werden die Pumpenteile auf die dicht hinter den Ablegetischen F vorbeilaufenden Förderbahn-

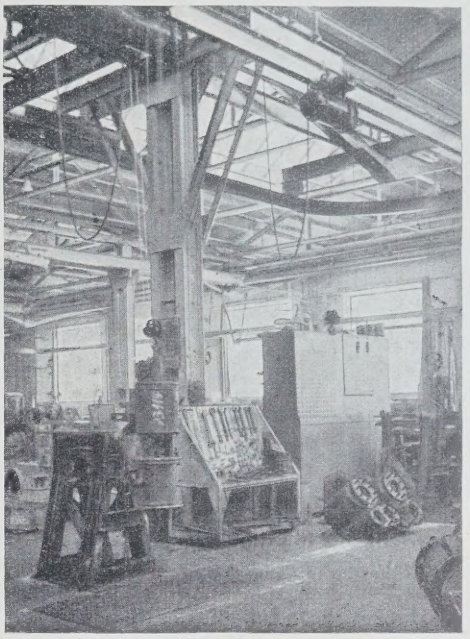


Abb. 6. Abbauböcke mit Hängebahn.

wagen geschoben und so den Bearbeitungsmaschinen zugeführt. Der Förderzug besteht aus sechs bis acht mit Laschen und Bolzen gekuppelten leichten Plattformwagen, die auf einem Fachwerkgestell laufen und von einem kleinen elektrischen Triebfahrzeug gezogen werden. Dieses erhält den Antriebstrom von den zwischen der Spur verlegten drei Stromschienen für

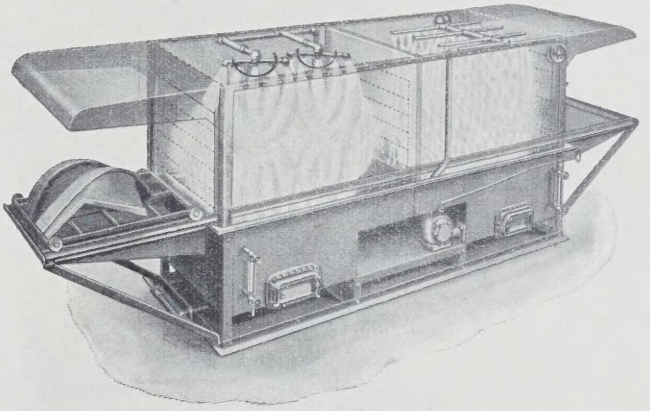


Abb. 7. Reinigungsapparat.

220 Volt, die mit einer Holzverschalung gegen Berührung von oben geschützt sind. Ein Schleifbügel mit drei Kontaktstücken führt den Strom zum 2 PS-Motor des Triebfahrzeuges, der über ein Schnecken- und Kettengetriebe beide Achsen antreibt. Die Ladeflächen der Wagen sind 400 × 500 mm groß und schließen in gleicher Höhe mit den Ablegetischen unmittelbar an diese an.

Die Förderbahn umschließt die Werkzeugmaschinen für die Aufarbeitung der Pumpenteile. Die Werkzeugmaschinen folgen in Zweckanordnung aufeinander und besitzen deshalb durchwegs Einzelantrieb, teils durch Flanschmotoren, teils durch normale Motoren mit Zahnradübersetzung.

Sämtliche Werkzeugmaschinen können mit dem Werkstätten-Laufkran bequem bestrichen werden. Zur Aufstellung kamen:

ein Tischbohrwerk für die Bearbeitung der Rotgußbüchsen in den Wasserzylindern der Speisepumpen und für die Nacharbeit an den Anschlußnippeln der Windkessel,

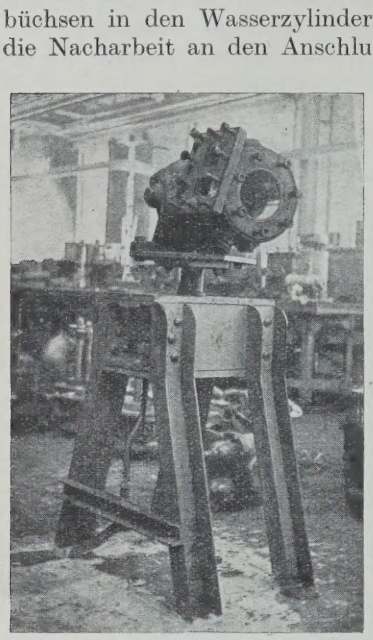


Abb. 8. Vorrichtung für die Bearbeitung der Wasserzylinder.

eine Stangenschleifmaschine zum Nachschleifen der Kolbenstangen von Luft- und Speisepumpen,

eine Zylinder-Innenschleifmaschine mit Aufspannwinkel zum Nachschleifen der Dampf- und Luftzylinder. Die Aufspannflächen an der Vorrichtung sind zur Erzielung einer genauen Aufspannmöglichkeit mit der Schleifmaschine selbst plangeschliffen,

eine schwere Drehbank zum Nachdrehen der Kolbenstangen und Kolbenkörpernuten, zum Nacharbeiten der Mittelteile und für das Fräsen der Haupt- und Umsteuerbüchsen der Pumpendeckel,

zwei leichtere Drehbänke für die Bearbeitung der Umsteuerstangen und Umsteuerschieber, sowie sämtlicher Ventile,

eine weitere leichte Drehbank für die Bearbeitung der Luftpumpen-Druckregler,

eine schwere Drehbank für die Bearbeitung der Zylinder- und Mittelteilplanflächen, sowie für das Einpassen von Rotgußbüchsen in die Wasserzylinder der Speisepumpen.

Zur Ablage der Pumpenteile sind rings um die Förderbahn dicht anschließende Ablegetische aufgestellt. Leichtes Ent- und Beladen wird hierdurch ermöglicht. In die Ablegetische sind unten Bretter eingelegt, auf denen die verschiedenen Vorrichtungen für die maschinelle Aufarbeitung eingeordnet werden. An jedem Arbeitsplatz sind an den Ablegetischen Druckknopfschalter für die elektrische Fernsteuerung des Förderzuges und Preßluftanschlüsse mit Preßluftpistolen angebracht.

An den Werkzeugmaschinen bzw. an dem jeweils gegenüberliegenden Ablegetisch sind Werkzeugbretter zur Aufnahme sämtlicher zur Maschine gehöriger Schlüssel befestigt. Um dem Maschinenarbeiter bei Arbeitsschluß die Möglichkeit zu geben, den vollen Bestand an Schlüsseln zu überprüfen, sind sämtliche Schlüssel in bekannter Weise mit roter Farbe auf die Werkzeugbretter aufgezeichnet.

In der Südostecke des Werkzeugmaschinenraums ist noch eine Vorrichtung (Textabb. 8) für die Bearbeitung der Wasserzylinderstiftschrauben und für den Einbau der Wasserdruck- und Saugventile aufgestellt; obwohl diese Arbeiten im Arbeitsfeld für Schlosser vorgenommen werden müßten, erschien die Unterbringung dieser Vorrichtung an dieser Stelle wegen der leichteren und einfacheren Förderung der Wasserzylinder mit dem Laufkran II vom Abbau-Bock über die Aufarbeitungsstände zum Lagerplatz zweckmäßiger. Der Transport der schweren Wasserzylinder aus einem Kranfeld in ein anderes wurde damit vermieden.

Zur Senkung der Gedingezeiten wurde eine Reihe von Vorrichtungen gebaut und eingeführt. Das mühsame und langwierige Aufspannen und Zentrieren der Wasserzylinder von Speisepumpen auf dem Tischbohrwerk zum Ausdrehen der Rotgußbüchsen wird wesentlich erleichtert und beschleunigt durch die in Textabb. 9 dargestellte Vorrichtung. Auf den Querschlitten a des Tischbohrwerkes ist die Grundplatte b der Vorrichtung angeschraubt. Der Wasserzylinder wird mit seinem Flansch auf die rückwärtige Quertraverse c aufgelegt

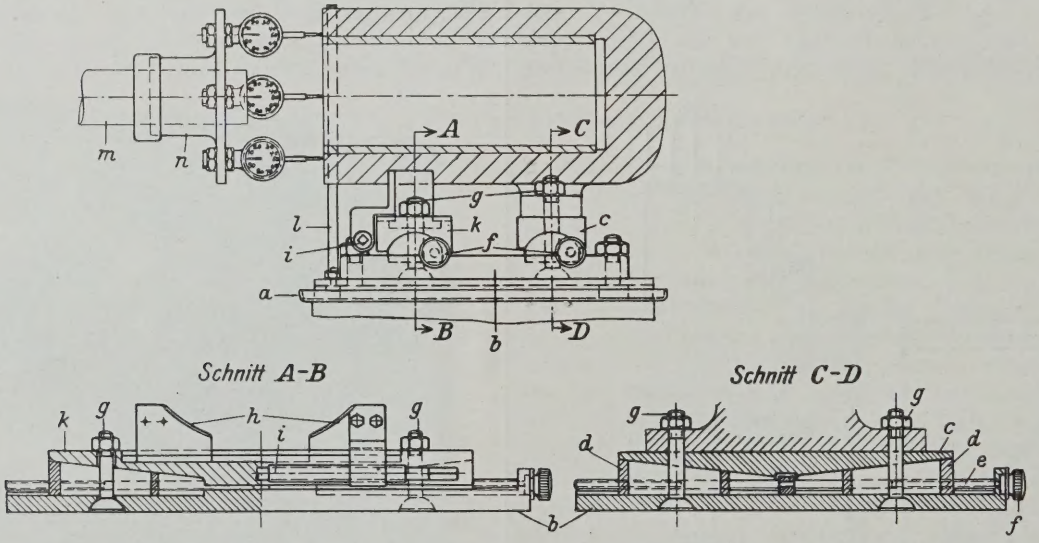


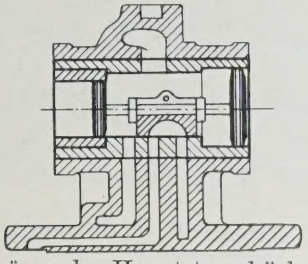

Abb. 9. Vorrichtung zum Nachdrehen der Wasserzylinderbüchsen.

Außerdem ist in der Nordwestecke der Förderbahn eine hydraulische Presse zum Aus- und Einpressen der Hauptsteuerbüchsen in den Pumpendeckeln, in der Nordostecke eine Säulenbohrmaschine zum Nachschneiden der Gewinde an den Zylinderstiftschrauben und für die Ausführung sonstiger Bohrarbeiten aufgestellt. Zum leichten Nachschleifen der Drehstähle ist die innerhalb des Maschinenvierecks angeordnete Schleifmaschine bestimmt, während zu größeren Schleifarbeiten die Werkzeuge in die zentrale Werkzeugmacherei des Werkes wandern.

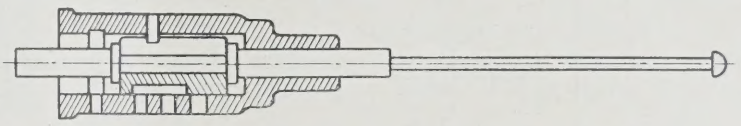
diese kann durch die beiden Stellkeile d und die Stellschraube mit dem Rändelgriff f gehoben und gesenkt werden. A vorderen Ende ruht der Wasserzylinder auf den beiden Lage backen h auf, die mit einer Spindel i verschieden weit ei gestellt und zusammen auf der Quertraverse k seitlich ve schoben werden können. Auch die Quertraverse k kann gen wie das Querstück c in ihrer Höhenlage verstellt werde Nach der Einstellung des Zylinders werden die Spannschraube und ein Stahlband l angezogen.

Zur Erzielung eines gleichmäßigen Laufes der Pump

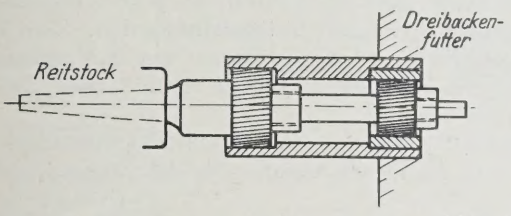
nd möglichst geringen Verschleißes an den Zylinderwan-ungen und Kolbenstangen muß die Achse des Dampf- und ie des Wasserzylinders genau fluchten; um demnach die ohrung des Wasserzylinders genau senkrecht zur Planfläche erstellen zu können, wird auf die Bohrwelle m ein Aufsatz n, er drei Meßuhren trägt, aufgeschoben und mittels einer utter mit konischem Gewinde festgeklemmt. Die Meßuhren nd so geeicht, daß bei gleichem Zeigerausschlag die Taster-itzen in einer zur Bohrspindelachse senkrechten Ebene egen. Durch Heben und Senken der erwähnten Querstücke c nd k, sowie durch Verstellen des Drehtisches muß daher leicher Ausschlag der drei Meßuhren herbeigeführt werden. nschließend wird das Tastgerät abgenommen und der Bohr-ahl angesetzt.



Fräsen der Hauptsteuerbüchse.



Fräser der Umsteuerbüchse.



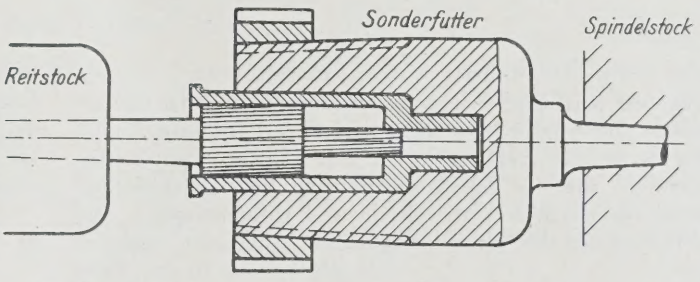




Abb. 10. Fräser für Steuerungsbüchsen.

Die Hauptsteuerbüchsen in den Pumpendeckeln erden mittels eines zusammensetzbaren Fräsers nach Text-bb. 10 nachgearbeitet. Diese Büchsen werden nach längerer etriebszeit der Pumpen vielfach unrund; dadurch können oröse Stellen in den Laufflächen der Büchsen freigelegt werden nd Störungen im einwandfreien Lauf der Pumpen eintreten. eim früher üblichen Nacharbeiten dieser Büchsenlaufflächen it dem Ausbohrstahl war die Erzielung genauer Durchmesser-bstufungen nur schwer möglich, so daß die kleinen Kolben-inge in Abstufungen von je 0,2 mm vorrätig gehalten werden ußten. Der dargestellte Stufenfräser kann beliebig zusammen-estellt werden; mit ihm werden auf der Drehbank die große nd die kleine Hauptsteuerbüchse gleichzeitig nachgefräst nd zwar in genauen Durchmesserabstufungen von je 0,5 mm. as Arbeitsverfahren ist aus der Textabb. 10 ersichtlich. In hnlicher Weise werden die Umsteuerbüchsen nachgefräst.

Textabb. 11 zeigt einen Dreh- und Einstelldorn für die msteuerschieber der Luft- und Speisepumpen. Die Um-teuerschieber wurden früher entsprechend dem jeweiligen nnendurchmesser der Umsteuerbüchsen abgedreht. Um für ie Messung des Krümmungshalbmessers r mittels Schiebe-ehre zwei diametral liegende Meßstellen während des Drehens u bekommen, wurde vor dem Abdrehen auf die beiden Backen a es Umsteuerschiebers Weichlot aufgetragen. Das nach dem rehen noch vorhandene restliche Lot wurde vor dem Einbau es Schiebers in die Büchse durch leichtes Anwärmen wieder ntfernt. Die Einführung von Abnützungsstufen für die nnendurchmesser der Umsteuerbüchsen zog die gleiche Ab-tufung für die Krümmungshalbmesser der Schieber nach sich. urch den nachstehend beschriebenen Dreh- und Einstelldorn ach Ecker wurde diese umständliche Prüfung des Krüm-ungshalbmessers entbehrlich.

Dieses Gerät besteht aus dem Dorn b, den Aufsteckringen c, d und e, sowie der Mutter f. Der Dorn b ist an einem Ende als Morsekegel zum Einstecken in die Drehbankspindel ausgebildet, darin schließen sich drei von 0,5 zu 0,5 mm abgestufte Stahlanstellstufen g an; von hier ab geht der Dorn in den Sattel h mit dem Gewindestück i über. Die Aufsteckringe c und d haben, wie auf Textabb. 9 zu ersehen ist, je eine Linsenfläche, die sich in eine gleiche Linsenfläche im Dorn a und im Ring e legt.

Der zu drehende Umsteuerschieber wird auf dem Sattel h voll aufgelegt und durch Anziehen der Mutter f befestigt. Dann wird die Drehstahlspitze an derjenigen Anstellstufe g genau angestellt, die dem gewünschten Durchmesser entspricht. Nach dieser Anstellung kann der Schieber ohne weiteres Messen sofort in einem Zug abgedreht werden. Die Schieber werden mit dem größten Durchmesser bezogen und bei Bedarf auf die betreffenden Abnützungsstufen abgedreht,

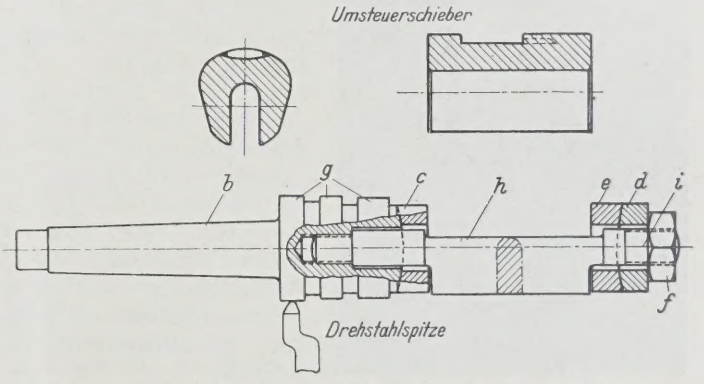



Abb. 11. Dreh- und Einstelldorn für Umsteuerschieber.

ebenso werden abgenützte Schieber auf die nächst niedere Durchmesserstufe nachgedreht.

Als Bindeglied zwischen Werkzeugmaschinenraum und Schlosserraum ist die Zwischenprüfung für maschinell aufgearbeitete Pumpenteile und die Arbeitsverteilung für den Schlosserraum eingeschaltet. Zur Abnahme der Pumpenteile aus dem Werkzeugmaschinenraum und zur Weitergabe der Werkteile nach erfolgter Prüfung in den Schlosserraum sind die Ablegetische G und H aufgestellt, die durch klappbare Rutschen miteinander in Verbindung gebracht werden können. An der Wand steht ein eiserner, mit Schubtüren versehener Schrank zur Aufnahme von maschinell bearbeiteten Pumpenteilen bis zu ihrer Verwendung im Schlosser-

raum. Für die Förderung schwerer Teile, wie Luft- und Dampfzylinder der Doppel-Verbundluftpumpen Nielebock-Knorr, vom Werkzeugmaschinenraum in den Schlosserraum steht eine kurze Laufschiene mit Handflaschenzug, die die beiden Förderbahnen quer überspannt, zur Verfügung.

Bei Verwendung der auf Textabb. 12 dargestellten Vorrichtung werden diese Nachteile vermieden. Der Pumpendeckel a wird mittels des Handrades b, Spindel c und Backen d gegen die Gegenbacke e gepreßt. Letztere ist zwecks Abstufung der Öffnungsweite der Backen auf der Grundplatte

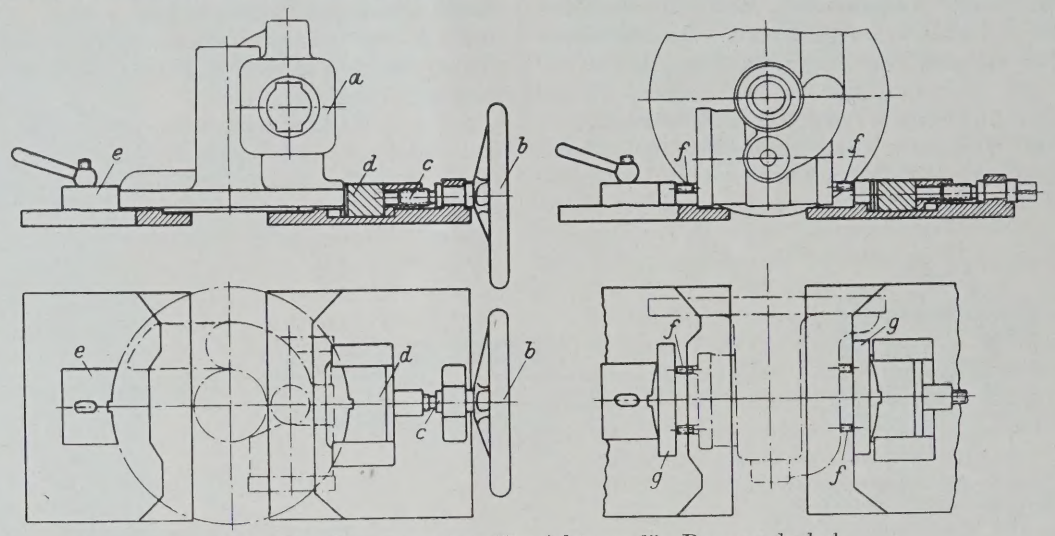



Abb. 12. Zusammenbau-Vorrichtung für Pumpendeckel.

Das Arbeitsfeld für Schlosserarbeiten an den Einzelteilen und für ihren teilweisen Zusammenbau ist ebenfalls von einer Förderbahn umgrenzt. Im Innern sind längs der Bahn die Werktische für den Deckel- und Ventilzusammenbau, für die Zusammenstellung der Luftpumpendruckregler, der Zylinder, Mittelteile und Kolbenstangen und für die Prüfung der Windkessel aufgestellt. Auch hier schließen die Werktische in der Höhe und seitlich mit den Plattformen der Förderbahnwagen ziemlich ab. Inmitten des Arbeitsfeldes sind eine Bohrmaschine, ein Luftpumpendruckregler-Prüfstand und eine Schieberaufschleifmaschine aufgestellt; in der Nordwestecke der Förderbahn arbeitet eine Abrichtmaschine für die Dampfverteilungsschieber der Pumpendeckel. An den Werktischen sind auch hier Druckknopfschalter für die Fernsteuerung des Förderzuges und Preßluftanschlüsse mit Preßluftpistolen angebracht.

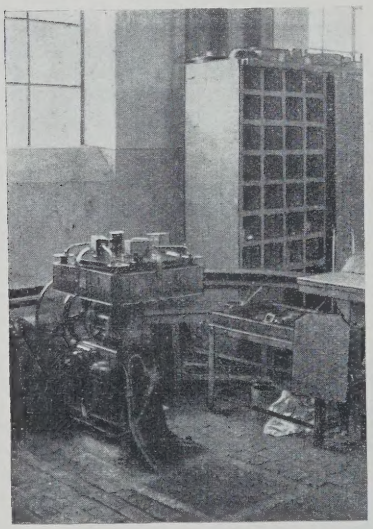


Abb. 13.
Schieberschleifmaschine.

Auch bei den Arbeitsständen für Schlosserarbeiten sind zur Arbeitserleichterung und -Beschleunigung eine Reihe von Vorrichtungen in Verwendung. Zum Zusammenbau wurden die Pumpendeckel früher im Schraubstock eingespannt. Dabei konnte stets nur ein kleines Segment des Deckelflansches im Schraubstock festgeklemmt werden, so daß der Deckel beim Festziehen der Schrauben und Muttern mit langen Schlüsseln im Schraubstock gelockert, zuweilen vollständig aus den Backen herausgerissen wurde. Häufig kam hierbei die abgedrehte Deckelsitzfläche zu Schaden, so daß sie nochmals nachgedreht werden mußte. Das nicht zu umgehende wiederholte Umspannen des Deckels beim Zusammenbau erforderte außerdem bei der Schwere des Arbeitsstückes großen Zeit aufwand.

verschiebbar angeordnet und kann in der jeweils erforderliche Lage durch einen Spanngriff festgestellt werden. Zum Einba der Umsteuerschieber wird der Deckel um 90° gestürzt un an den Steuerkammerstiftschrauben f mit zwei Zwischer stücken g festgeklemmt.

Auf Textabb. 13 ist die Abrichtmaschine der Firm Michelson in Hannover-Münden für die Dampfverteilung

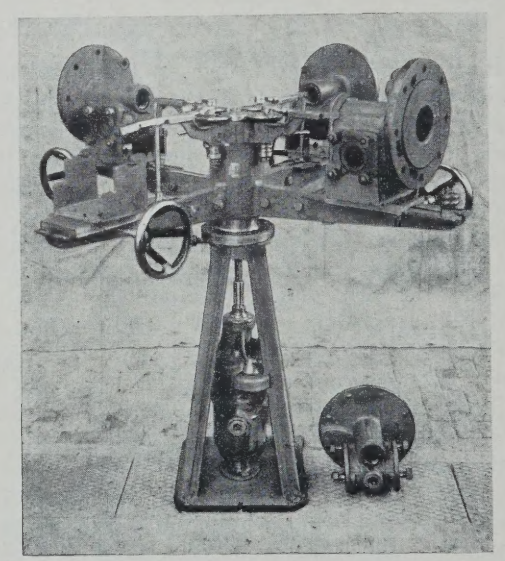
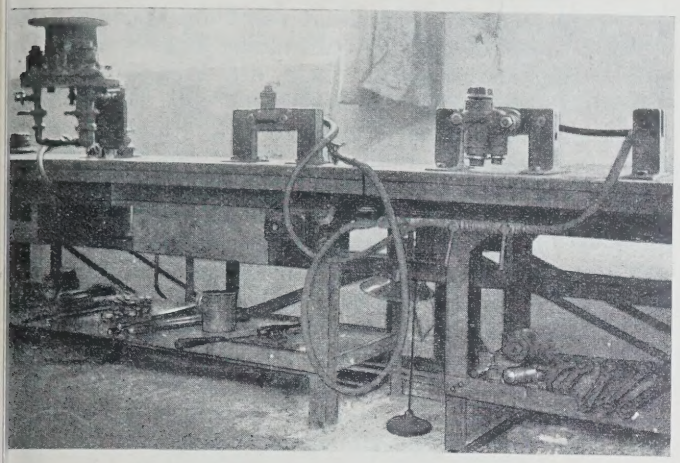


Abb. 14. Schieberaufschleifmaschine.

schieber gezeigt. Gleichzeitig werden vier Schieber unt Zwischenschaltung von kleinen Kardangelenkrähmchen v vier durch Exzenter bewegten Gewichten auf eine ras rotierende Gußeisenplatte niedergedrückt und geschliffe Als Schleifmasse wird ein Gemisch aus Öl und Schleifsta verwendet. Die so geschliffenen Flächen werden sehr gen eben; zwei mit den Schleifflächen gegeneinander gedrück Schieber bleiben durch die Adhäsion so gut haften, daß c untere trotz seines Gewichtes nicht abfällt. Die auf Te abb. 14 dargestellte Schieberaufschleifmaschine dient zu Aufschleifen der Dampfverteilungsschieber auf dem Schieb rost in den Pumpendeckeln und zum Einschleifen der Umsteu schieber in die Umsteuerbüchsen. Die Vorrichtung, der

auart vom Reichsbahnausbesserungswerk Schwerte über-
mmen wurde, besteht aus einem Bock, auf dem ein Drehtisch
t vier ausladenden Armen aufgesetzt ist. Auf den äußersten
den der Arme sind mit Handrädern verstellbare Supporte



b. 15. Vorrichtung zum Zusammenbau und Prüfen der Luftpumpenventile.

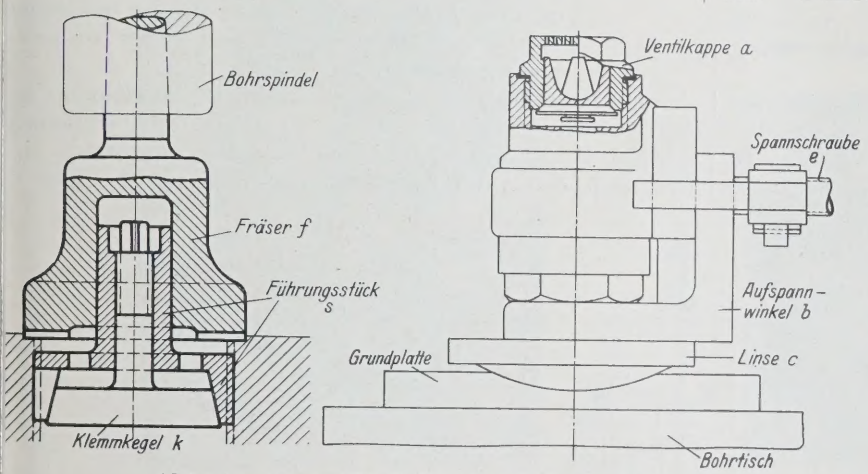



Abb. 16. Fräser für Luftpumpen-Instandsetzung.

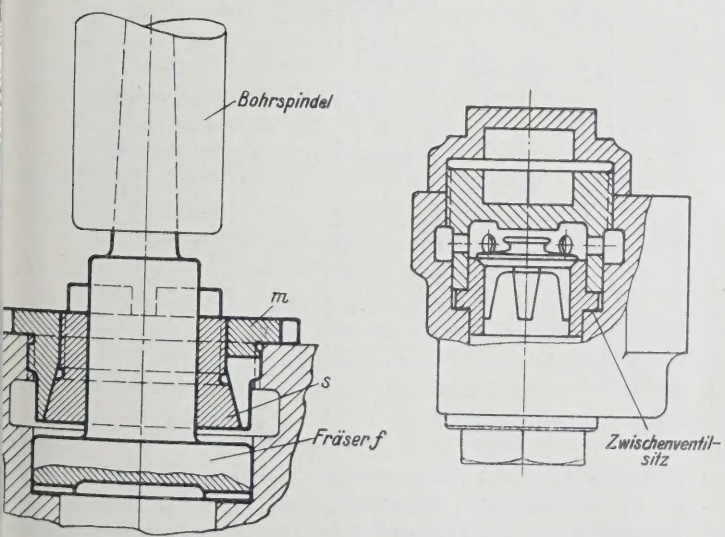



Abb. 17. Fräser für Luftpumpen-Instandsetzung.

Aufnahme der Pumpendeckel angebracht. Die hin- und
gehende Bewegung der Schieber in den Deckeln wird über
hrungsstangen von vier in der Mitte des Tisches angeordneten
zentern abgeleitet. Ein Motor oder eine gewöhnliche Hand-

bohrmaschine treibt diese Exzenter über ein Zahnradvorgelege und Reibungskupplungen an.

Zum Zusammenbau und Prüfen der Luftpumpen-Druck- und Saugventile mit den Ventilgehäusen dienen die auf Textabb. 15 dargestellten einfachen Klappvorrichtungen.

Zum genauen und doch möglichst wirtschaftlichen Nacharbeiten verschiedener Ventilgehäuseflächen, sowie der Stopfbüchsensitzflächen in den Mittelteilen der Pumpen dienen die in den Textabb. 16, 17 und 18 dargestellten Fräser, Bauart Ecker.

a) Beim Aufschrauben der Druck- und Zwischenventilkappen (a in Textabb. 16) bzw. beim Einschrauben der Saugventilsitze in die Ventilgehäuse werden die Sitze für die Luftventilkegel häufig verdrückt und verzogen. Die Ursache hierfür ist in der nicht rechtwinkligen Lage der Gewindeachsen in den Ventilgehäusen zu den Sitzflächen für die verschiedenen Ventilkappen zu suchen. Ein vollständiges Abdichten der Luftventile ist unter diesen Umständen unmöglich. Um diesem Mißstand wirksam zu begegnen, werden daher die Sitzflächen für die Ventilkappen mit dem Fräser nach Textabb. 16 berichtigt.

Der Fräser f besitzt Glockenform und läuft nach oben in einen Morsekegel zum Einstecken in eine Bohrmaschinenspindel aus. Senkrecht zur Schneidebene und konzentrisch zum Zahnkreis ist in den Fräser von unten eine Bohrung zur Führung des Fräsers durch ein Führungsstück s eingedreht. Das Führungsstück s ist in seinem Gewindeteil viermal geschlitzt, besitzt innen eine kegelige Eindrehung und im Führungszapfen eine Bohrung mit Gewinde. Zum Auseinanderklemmen des Führungsstück-Gewindes ist der Klemmkegel k bestimmt, der von unten in das Führungsstück s eingesteckt und mittels des Vierkantzapfens hochgeschraubt werden kann.

Der Klemmkegel k wird im Führungsstück s nach unten geschraubt; Klemmkegel und Führungsstück werden dann zusammen in das Gewinde des Ventilgehäuses eingedreht und Führungsstück s durch Hochschrauben des Klemmkegels fest an das Gewinde des Gehäuses gepreßt; der Führungszapfen kommt dabei genau konachsial zur Gewindeachse des Ventilgehäuses zu liegen. Der Fräser wird nun aufgesteckt und nach Einstecken in die Spindel einer Bohrmaschine die Sitzfläche nachgefräst.

Ebenso wie für die Druck- und Zwischenventilkappen müssen auch die Sitzflächen für die Zwischenventilsitze und für die Druckventilsitzbüchsen im Innern der Ventilgehäuse zur Gehäusegewindeachse senkrecht stehen. Zur raschen Erledigung der einschlägigen Arbeiten wurde der auf Textabb. 17 dargestellte Fräser konstruiert.

Der Fräser f besitzt zylindrischen Schaft, der nach oben in einen Morsekegel zum Einstecken in eine Bohrmaschinenspindel ausläuft. Die Führung des Fräsers übernimmt ein Führungsstück s, das in seinem unteren Teil kegelig gedreht, in seinem oberen Teil mit Gewinde und Kronenkopf versehen ist; über dieses Gewinde wird eine Überwurfmutter m mit Außengewinde zum Eindrehen in das Ventilgehäuse geschraubt. Die Bohrung der Überwurfmutter geht unten in einen Kegel über, der bis auf halbe Höhe des Außengewindes viermal geschlitzt ist.

Der Fräser f wird in das Ventilgehäuse eingebracht, das Führungsstück s mit Überwurfmutter m übergesteckt und ins Gehäuse eingeschraubt. Der notwendige feste Sitz der Überwurfmutter im Gehäuse wird durch Hochschrauben des Führungsstückes s hergestellt. Die senkrechte Lage der

Fräserschneidfläche zur Gehäusegewindeachse ist hiermit gewährleistet. Das Fräsen selbst geschieht wie oben auf einer leichten Bohrmaschine.

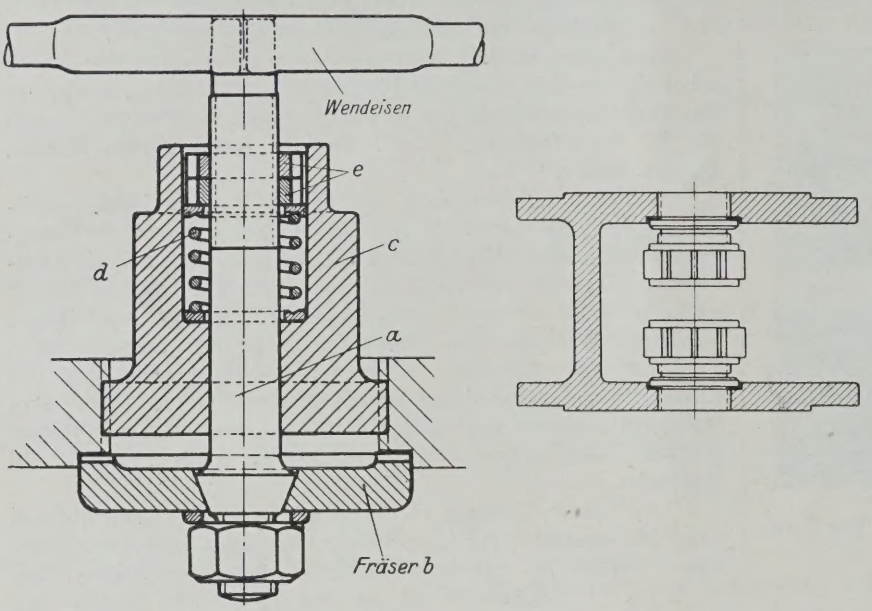



Abb. 18. Fräser für Luftpumpen-Instandsetzung.

Bei Benutzung dieses und des vorher beschriebenen Fräsers werden die Ventilgehäuse auf eine besondere Aufspannvorrichtung aufgesetzt. Diese besteht, wie Textabb. 16 zeigt, aus dem Aufspannwinkel b, auf dem das Ventilgehäuse

Dieser Fräser besteht aus zwei Teilen, dem zylindrischen Schaft a, der an einem Ende mit Kegel und -Gewindestück, am anderen Ende mit Vierkant und Gewinde versehen ist, und dem Fräser b, der mit dem Schaft a durch eine Mutter fest verschraubt wird. Die Führung des Fräsers übernimmt das Führungsstück c, das in das Gewinde des Mittelteils eingeschraubt wird und die achsiale Lage des Fräserschaftes zur Gewindeachse gewährleistet. Die Feder d, die sich gegen das Führungsstück c und gegen den Einstellring e abstützt, sorgt für einen gleichmäßigen Fräserdruck. Der Einstellring ist auf dem Schaftgewinde verstellbar. Der Fräser wird von Hand mittels Wendeisen gedreht.

Das Prüfen und Einstellen der Luftpumpen-Druckregler wird fast durchwegs bei der Prüfung der zugehörigen Luftpumpe am Prüfstand der Werkstätte bzw. an der Lokomotive vorgenommen; hierbei muß ein Luftbehälter wiederholt auf einen Überdruck von 8 kg/cm² aufgeladen und entleert werden. Zur Vermeidung dieser zeitraubenden und umständlichen Arbeiten wurde im Werk Freimann ein besonderer Prüfstand für Luftpumpen-Druckregler durchgebildet, der es erlaubt, die Druckregler jeder Bauart unabhängig von den Pumpen schnell und sicher zu prüfen und einzustellen.

Der Druckregler-Prüfstand (Textabb. 19) besteht aus einem Luftverdichtungszylinder a und einem Druckregulierungszylinder b, die mit einem Mittelteil c fest verschraubt sind. Die nach oben verlängerte Kolbenstange d ist gegen die

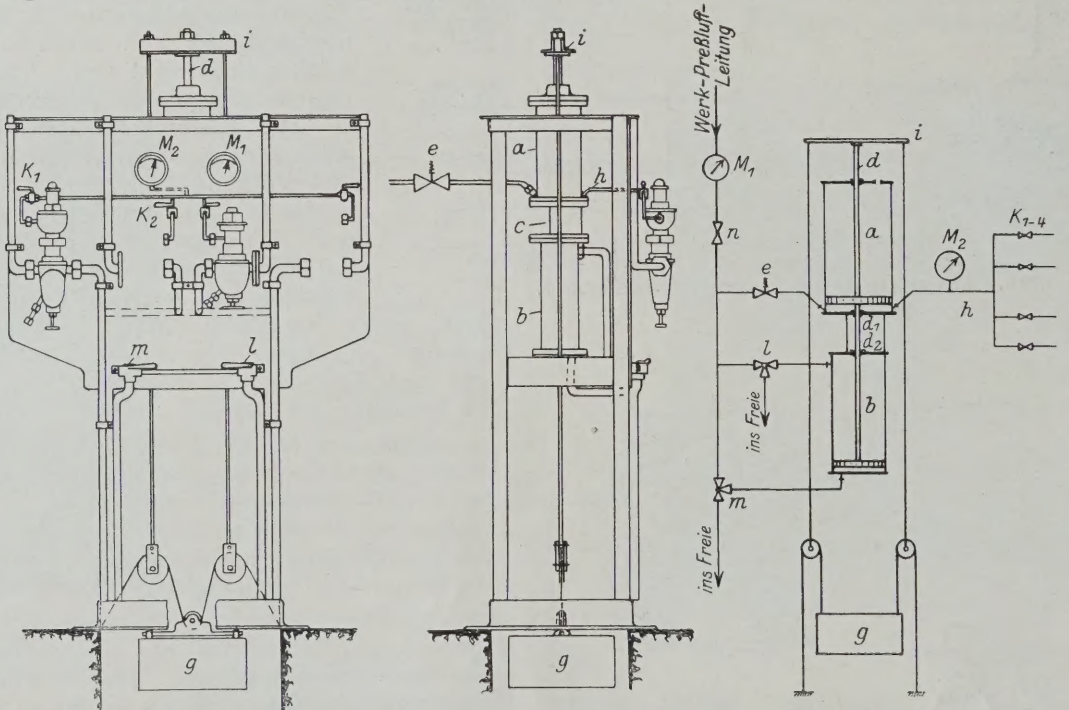



Abb. 19. Prüfstand für Luftpumpen-Druckregler.

mittels Spannschraube e festgeklemmt wird, aus der Grundplatte d mit eingedrehtem Linsensitz und aus der Linse c. Grundplatte und Linse werden genau unter der Bohrspindel auf dem Bohrtisch aufgespannt, während der Aufspannwinkel mit dem Ventilgehäuse frei aufgelegt wird. Während des Fräsens stellt sich daher das Ventilgehäuse unter dem Fräserdruck, ohne zu ecken, selbsttätig ein.

Zur Erzielung eines einwandfreien, dichten Sitzes der Stopfbüchsen in den Mittelteilen der Pumpen wurde der auf Textabb. 18 dargestellte Sonderfräser gebaut.

Zylinder durch die Stopfbüchsen $d_1$ und $d_2$ abgedichtet. A ihrem oberen freien Ende trägt sie einen Querbalken i, dessen Enden die Drahtseile für das Fallgewicht g befest sind. Die zu prüfenden Druckregler stehen über die Leitung und die Absperrhähnchen $k^{1\text{ bis }4}$ mit der unteren Kamm des Verdichtungszylinders a in Verbindung. Für den Dampanschluß der Druckregler ist jeweils ein besonderes Dampzuleitungsrohr mit eingebauter Spardüse vorhanden.

Die Arbeitsweise des Druckregler-Prüfstandes ist folgend Nach Anschluß der Druckregler an die Dampf-Zu- u

bleitungsrohre werden sie über die Leitung h und die Absperr-hnchen k mit der Verdichtungskammer a verbunden. Durch nmehriges Öffnen des Hauptabsperrhahnes n strömt Preßluft n 5 bis 6 kg/cm² Überdruck aus der Werk-Preßluftleitung er das Rückschlagventil e in die untere Kammer des Zylinders und durch die Leitung h in die Lufträume der Druckregler; eichzeitig wird auch das Führerbremsventil m auf „Füllung" stellt, damit der Kolben d samt Fallgewicht g in seine höchste ge wandert. Die Dampfabsperrventile können nun geöffnet erden. Zur Erzeugung des Einstelldruckes von 8 kg/cm² ßt man die Preßluft aus der unteren Kammer des Zylinders b er das Führerbremsventil m langsam ins Freie entweichen; s Fallgewicht g, das sich infolge des sinkenden Gegendruckes ch abwärts bewegt, stellt dabei in der Verdichtungskammer a lbsttätig einen Überdruck von 8 kg/cm² her. Der zweite ihrerbremshahn l dient zum Lösen des Kolbens, falls die eibung der Kolbenstange in den Stopfbüchsen zu groß wäre d die Stange durch das Fallgewicht g nicht nach abwärts zogen würde.

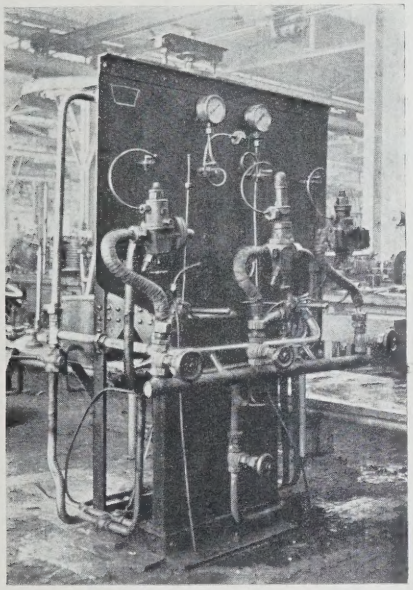


Abb. 20. Prüfstand für Luftpumpen-Druckregler.

Der Prüfstand brachte eine Fristverkürzung bei der iederherstellung der Luftpumpendruckregler und bei Abahme der Pumpen selbst am Prüfstand, die in diesem Falle ne Druckregler geprüft werden können, außerdem wärmeirtschaftliche Ersparnisse. Textabb. 20 zeigt die Vorderisicht des Prüfstandes.

Die Windkessel der Speisepumpen werden einer Wasseruckprobe von 35 kg/cm² Überdruck unterworfen.

Auf der Ostseite der Förderbahn II ist der Ablegetisch „J" ir die Prüfung der Schlosserarbeiten aufgestellt. Hier erden auch die für den Zusammenbau vorbereiteten Pumpenzelteile zusammengestellt. Für die Lagerung der Pumpenckel sind zur Schonung der Umsteuerstangen besondere bstelltische mit Schlitzaussparungen (Textabb. 21) angereiht. ustauschbare Pumpenteile werden bei nicht sofortiger Verendung in die beiden Sammelschränke eingelagert und bei edarf entnommen. Die beiden Schränke sind mit Schubtüren ersehen und gewöhnlich verschlossen gehalten.

Für den Zusammenbau der Luftpumpen, Bauart Vestinghouse und Knorr, sind die beiden Aufbau-Böcke N nd O, für den Aufbau der Speisepumpen der Aufbau-Bock P nd für die Zusammenstellung der Doppelverbundluftpumpen lielebock-Knorr der Aufbau-Bock Q (Textabb. 2) bestimmt. Diese Aufbau-Böcke sind genau wie die Abbau-Böcke gebaut. Auch hier sind zur Erleichterung der Zusammenbauarbeiten über den Aufbau-Böcken in sich geschlossene Hängebahnen R und T montiert, auf denen Demag-Züge mit 250 kg Tragkraft und Kugellagerlaufkatzen laufen. Die Werkzeuge für den Zusammenbau sind ebenfalls auf fahrbaren Werkzeugtischen untergebracht.

## Pumpen-Prüfstände.

Jede fertig zusammengebaute Pumpe wird vorschriftsmäßig auf Leistung und Dampfverbrauch geprüft. Die Prüfeinrichtungen für die Luft- und Speisepumpen gliedern sich in drei Teile:

a) die Prüfstände,
b) die Prüfschalttafel mit allen notwendigen Meßeinrichtungen,
c) die Dampfverdichtungsanlage.

a) Die verschiedenartigen Rohranschlüsse der einzelnen Pumpengattungen zwangen, da die Rüstzeiten für das Auswechseln der Rohranschlußstücke bei Verwendung nur eines einzigen oder zweier Prüfstände für sämtliche Pumpengattungen vermieden werden sollten, zur Aufstellung von fünf getrennten Prüfständen.

Stand I ist für die Prüfung der Speisepumpen, Bauart Knorr und Maffei, Stand II für die Abnahme der Luftpumpen, Bauart Westinghouse, Stand III für die Abnahme der Luft-

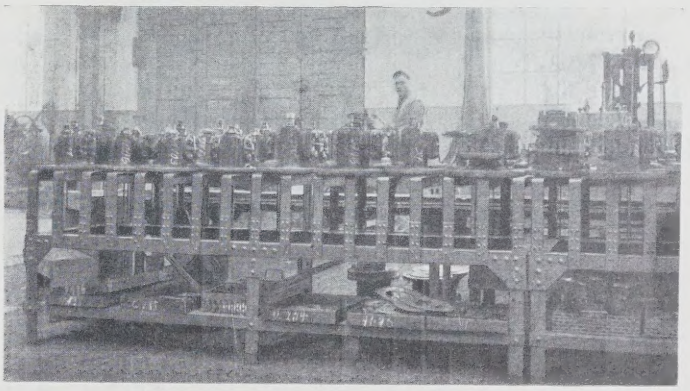


Abb. 21. Ablegetisch für Pumpendeckel.

pumpen, Bauart Knorr, Stand IV für die Prüfung der Doppel-Verbundluftpumpen, Bauart Nielebock-Knorr und der Speisepumpen Klein-Schanzlin-Becker und Stand V für die Prüfung der Kompressoren der elektrischen Lokomotiven und Triebwagen, eingerichtet. Diese Aufteilung bringt den Vorteil mit sich, daß fertig zusammengebaute Pumpen ohne Zwischenlagerung von den Aufbau-Böcken in die Prüfstände eingehoben und nach Herstellung der Rohranschlüsse in Gang gesetzt werden können. Die endgültige Abnahme geschieht nach einstündiger Einlaufzeit.

Die Prüfstände besitzen die Form eines dreiseitigen Prismas und sind aus Formeisen hergestellt. Als Halteorgane für die Pumpen sind kräftige Auslegerarme so am Stand angebracht, daß die Pumpen frei und vor allem auch auf der Rückseite gut zugänglich hängen. Der obere Auslegerarm ist am Prüfstand festgeschraubt, während der untere der jeweiligen Entfernung der Pumpenflanschen entsprechend in der Höhe verstellt und festgeklemmt werden kann.

Die Rohrleitungen sind mit Ausnahme der Abdampfleitung von der Prüfschalttafel her zugeführt und an den Ständern hochgezogen; kurz vor den kupfernen Rohranschlußstutzen sind in die Leitungen Absperrventile zur Sicherung des mit den Prüfpumpen beschäftigten Arbeiters eingebaut. In

die Abdampfleitungen sind Abdampf-Hubzähler zur selbsttätigen Feststellung der Einzelhubzahl der Pumpe während der Prüfung eingebaut. Die Abdampfrohre münden in ein gemeinsames, weites Abdampfrohr, das zu einem Gegenstromapparat für Warmwasserbereitung führt. Der gesamte Abdampf wird auf diese Weise weiter nutzbringend für die Lokomotiv-Abspritzerei verwertet.

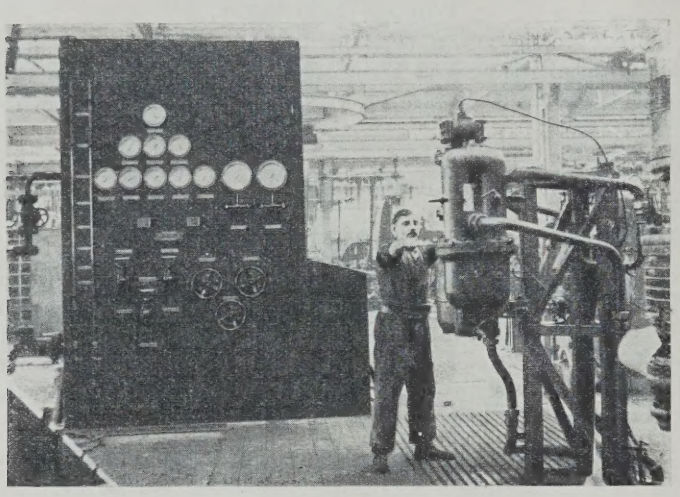


Abb. 22. Prüfschalttafel mit Prüfständen.

b) Sämtliche Armaturen für die Dampfverbrauchsmessung, für die Preßluft- und Wassermengenmessung sind übersichtlich in einer Prüfschalttafel (Textabb. 22 und 23) untergebracht. Zum leichteren Verständnis ihrer Anordnung werden im folgenden zunächst die verschiedenen Meßverfahren erläutert.

Gewinnung vergleichbarer, einwandfreier Meßergebnisse während der Prüfung durch das Reduzierventil Ü möglichst konstant auf 12 kg/cm² gehalten wird. Aus diesem Grunde ist auch die Düse B vor den Dampfdrosselventilen v bzw. w eingebaut. Um die Ablesungen auch bei allenfalls schwankendem Frischdampfdruck unmittelbar vornehmen zu können, ist das Meßinstrument mit vier Dampfverbrauchsskalen für verschiedene Dampfdrücke versehen.

Die Luftmengenmessung geschieht auf die gleiche Art wie die Dampfverbrauchsmessung mit einer Düse A und einem Zeigerinstrument A'. Das Zeigerinstrument gibt die geförderte Luftmenge unmittelbar in 1/Min. an. Zur Vermeidung von zu starken Schwankungen des Meßinstrumentenzeigers infolge des stoßweisen Arbeitens der Luftpumpen und zur Sicherung eines fehlerfreien Ablesens ist zwischen Luftpumpe und Düse A ein Luftbehälter $L_1$ als Puffer eingeschaltet. Zur Aufrechterhaltung eines Druckes von 8 kg/cm² in diesem Luftbehälter ist hinter der Düse ein Überströmventil $Ü_1$ mit Federeinstellung in die Leitung zum Ausgleichluftbehälter $L_2$ eingebaut. Der Ausgleichbehälter $L_2$ ist an die Werkpreßluftleitung angeschlossen, so daß die erzeugte Preßluft weiter nutzbringend im Werk verwendet werden kann.

Die von den Speisepumpen gelieferte Wassermenge wird unmittelbar durch Ablesen der Druckhöhe in einem Gefäß, aus dessen Boden das geförderte Wasser durch eine Düse D ausfließt, festgestellt. Der Meßmethode liegt die bekannte Ausflußformel $v = \mu \cdot \sqrt{2gh}$ zugrunde; nach Vervielfachung der Gleichung mit dem Austrittsquerschnitt F ist ersichtlich, daß die Druckhöhe ‚h' proportional dem Quadrat der Ausflußmenge Q ist, oder, in einer Formel ausgedrückt, $h = c \cdot Q$. Die Druckhöhe h ist an einem eingebauten Wasserstandsglas nach Erreichen des Beharrungszustandes ablesbar und dann

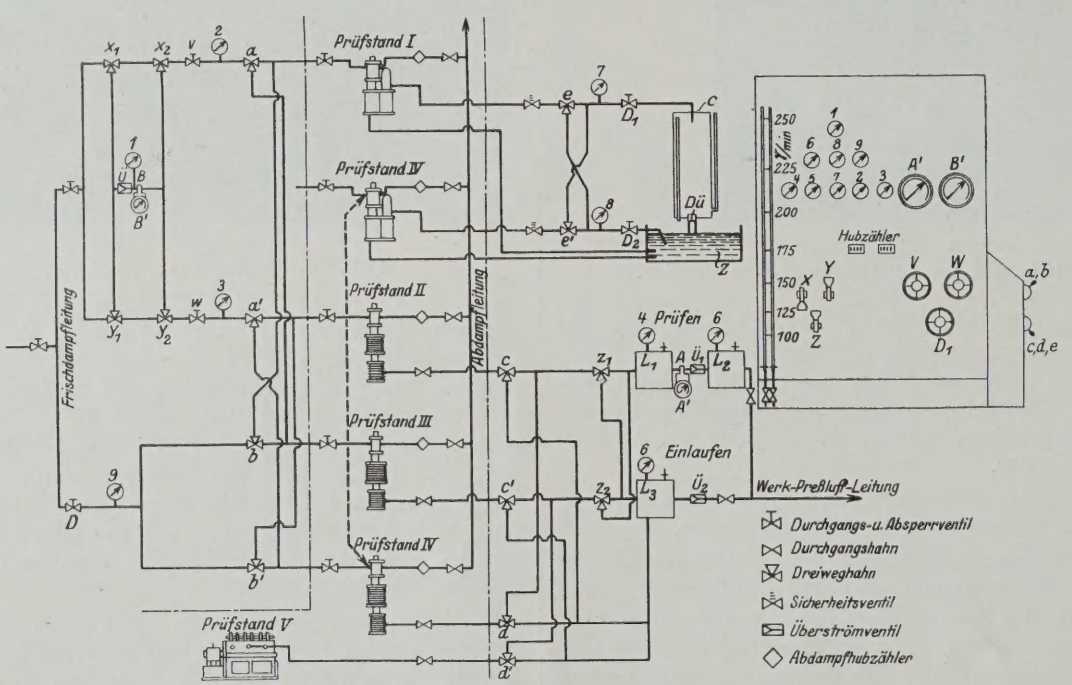



Abb. 23. Schaltung der Pumpen-Prüfstand-Armatur.

Der Dampfverbrauch wird nach dem Venturi-Prinzip mittels einer Düse B gemessen, die in die Dampfzuführungsleitung zur Prüfpumpe eingeschaltet wird. Die beim Strömen des Dampfes entstehende Druckdifferenz vor und hinter der Düse bewirkt einen Zeigerausschlag auf dem Meßinstrument B'. Die Eichung des Zeigerinstrumentes gibt den Dampfverbrauch unmittelbar in kg/h an. Zu beachten ist bei den Messungen der jeweils vor der Düse herrschende Dampfdruck, der zur

die augenblickliche Fördermenge Q bekannt. Das Wasserstandsglas ist in 1/Min. geeicht.

Die Pumpen werden entsprechend dem Dampfverbrauch in kg/h bei 12 kg/cm² und der gegen 8 kg/cm² geförderten Luftmenge L in 1/Min. nach der Formel bewertet:

$$\text{Güteziffer } g = \frac{L}{D}.$$

Für die Speisepumpen gilt entsprechend der minutlich gen 15 kg/cm² Druck geförderten Wassermenge W die ewertungsformel:

$$g = \frac{60 \times W}{D}.$$

Der gesamten Armaturen-Anordnung liegt die Absicht grunde, daß jede Pumpe an ihrem zugehörigen Prüfstand nlaufen und geprüft werden kann. Wegen der nur einmaligen nordnung der Meßinstrumente müssen diese abwechselnd n die Prüfstände I bis V angeschlossen werden können. Für ie Messung des Dampfverbrauchs wurden deshalb die rüfstände I und II bzw. III und IV zu je einer Gruppe zu- mmengefaßt, die wechselseitig über die Dreiweghahnen a a' nd b b' durch Umlegen der gleichnamigen Steigbügelgriffe n der Schalttafel an die Dampfverbrauch-Meßeinrichtung geschlossen werden können. Zum Aufschalten des Meß- strumentes auf eine der beiden Pumpen einer Gruppe dienen ie gekuppelten Dreiweghahnen $x_1$ und $x_2$ bzw. $y_1$ und $y_2$ it den zugehörigen Steigbügelgriffen x und y an der Schalt- fel. Hinter den letztgenannten Dreiweghahnen sind die ampfdruck-Regulierventile eingebaut; sie werden mit den eichnamigen Handrädern an der Schalttafel betätigt. Für ie Feststellung des Dampfdruckes in der Leitung zwischen berströmventil Ü und der Düse des Dampfmengenmessers t Manometer 1, für die Ermittlung des Dampfdruckes in den ampfleitungen hinter den Regulierventilen v und w sind ie Druckmesser 2 und 3 vorgesehen. Die Schaltung gestattet, aß gleichzeitig an den vier Prüfständen die Pumpen einlaufen nd einzeln geprüft werden können. Der Dampfdruck für die icht auf die Meßeinrichtung geschaltete Gruppe ist durch n besonderes Drosselventil D fest eingestellt; das Manometer 9 igt die Dampfspannung für diese Gruppe an.

Die wirtschaftliche Forderung, daß die gesamte, von den uftverdichtern geförderte Preßluft in die Preßluftleitung des Werkes abzuführen ist, und ferner die Notwendigkeit, daß der der vier Prüfstände II bis V für sich an die Luftmengen- eßeinrichtung anschließbar sein muß, bestimmten die Schalt- nordnung für die Luftmengenmessung. Die Einrichtung rfällt in zwei Teile und zwar in einen Teil für das Prüfen der umpen auf Leistung und in einen Teil für das Einlaufen er Pumpen vor der eigentlichen Prüfung. Ersterer wurde mit inen Einrichtungen bereits bei der Behandlung der Meß- rfahren geschildert; letzterer besteht lediglich aus dem uftbehälter $L_3$ und dem Überströmventil $Ü_2$ mit Anschluß n die Werkpreßluftleitung. Das wechselseitige Umschalten er Gruppe I (Prüfstand II und III) und der Gruppe II (Prüf- and IV und V) auf die Prüf- bzw. Einlaufeinrichtungen eschieht mit den gekuppelten Dreiweghahnen c c' und d d'; as Aufschalten einer der Pumpen einer Gruppe auf die Prüf- nrichtung wird mit den gekuppelten Dreiweghahnen $z_1$ nd $z_2$ durch Umlegen des Steigbügelgriffes z an der Schalt- fel bewirkt. Die in den Luftbehältern herrschenden Drücke önnen auf den Manometern 4, 5 und 6 abgelesen werden.

Die Wassermengen-Meßeinrichtung besteht aus einem wei Meter hohen zylindrischen Gefäß C mit einer Auslaufdüse n Boden, einem Überlaufrohr und zwei voneinander un- bhängigen Wasserstandsgläsern. Das Wasser läuft von der peisepumpe her über das Drosselventil $D_1$ zu und durch die üse Dü in den in den Boden eingelassenen Wasserbehälter ab. Das Drosselventil $D_1$ dient zur Einstellung des ge- ünschten Gegendruckes für die Pumpe und wird durch das andrad $D_1$ an der Schalttafel betätigt. Der jeweils herrschende egendruck kann auf Manometer 7 abgelesen werden. Das orhandensein zweier Prüfstände für Speisepumpen (Stand I nd IV) machte den Einbau zweier gekuppelter Dreiweg- ahnen e und e' nötig, um abwechselnd Stand I bzw. IV auf ie Meßeinrichtung schalten zu können. Die nicht auf die Meßeinrichtung geschaltete Speisepumpe fördert das Wasser über das auf konstanten Gegendruck fest eingestellte Drossel- ventil $D_2$ unmittelbar in den Wasserbehälter Z. Aus dem Behälter Z wird das Wasser von den Pumpen wieder angesaugt.

c) Um bei der Prüfung der Luft- und Speisepumpen unabhängig von dem im Kesselhaus herrschenden, zeitweise nur 8 kg/cm² betragenden Dampfdruck zu werden, ist neben der Schalttafel eine Dampfverdichtungsanlage (Textabb. 24) aufgestellt mit der Aufgabe, die Spannung des zugeführten Frischdampfes von 8 auf 13 kg/cm² zu erhöhen. Die Anlage ist aus zwei normalen, einstufigen Westinghouse-Luftpumpen F $8 \times 8\frac{1}{2}''$ und einem Dampfgefäß mit ungefähr 300 l Inhalt zusammengestellt. Die Pumpen saugen Frischdampf aus der Hauptleitung an, verdichten ihn unter Steigerung der Dampfspannung um rund 5 kg/cm² auf 13 kg/cm² und schieben diesen hochgespannten Dampf in das Dampf-

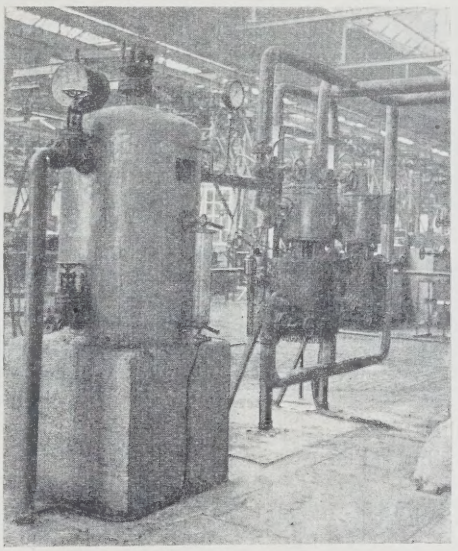


Abb. 24. Dampfverdichtungsanlage.

gefäß aus. Von hier wird der Dampf für die Prüfstände entnommen. Das Dampfgefäß ist mit zwei Sicherheitsventilen, einem Wasserstandsglas und einem Thermometer ausgerüstet. Der so verdichtete Dampf ist mäßig — bis zu 5° — überhitzt. Der Abdampf der Verdichtungspumpen wird mit dem Abdampf der Prüfpumpen in einen Gegenstromapparat geleitet und dort zur Warmwasserbereitung weiter wirtschaftlich verwertet.

Für die Feststellung der Einzelhubzahl pro Minute n wurden mechanische Zähleinrichtungen geschaffen. Versuche, die Zahl der Einzelhübe einer Pumpe durch eine mechanische Zählvorrichtung, die von der Kolbenstange der Pumpe angetrieben wird, aufschreiben zu lassen, schlugen wiederholt fehl. Als besonderer Nachteil dieser Vorrichtungen erwies sich das mit großem Zeitverlust verbundene, jedesmalige Einbauen der Vorrichtung in die Prüfpumpe und die Versperrung des Zuganges zu den Mittelteil-Stopfbuchsen.

Um diese Nachteile zu vermeiden, wurde eine mechanisch-elektrische Zählvorrichtung, Bauart Häfner, eingebaut, die den Abdampf der Prüfpumpen als Antriebskraft benützt (Textabb. 25). Die Zähleinrichtung besteht aus drei Teilen, dem Abdampfhubzähler, dem elektromagnetischen Hubzähler und dem eigentlichen Zählwerk.

Der Abdampfhubzähler setzt sich im wesentlichen aus dem Arbeitszylinder a, dem Arbeitskolben b, dem Kontaktaufsatz c und der Kontaktschraube d zusammen. Der Kontaktaufsatz c ist durch einen Hartgummiring e, die Kontaktschraube d

durch ein Vulkanfiberstück f elektrisch von den übrigen Metallteilen der Vorrichtung isoliert. Der Anschluß der elektrischen Leitungen wird mit den Klemmschrauben d und p hergestellt. Im Ruhezustand wird der Kolben b durch eine kräftige, in ihrer Spannung regelbare, Spiralfeder g in seiner untersten Lage festgehalten. Die Vorrichtung ist unter Zwischenschaltung eines Absperrhahnes auf die Abdampfleitung L der Prüfpumpe aufgesetzt. Die Wirkungsweise ist kurz folgende:

Das stoßweise Strömen des Abdampfes durch die Leitung L erzeugt eine augenblickliche Druckerhöhung im Arbeitszylinder a, wobei der Arbeitskolben b nach oben bewegt wird. Die Kontaktschraube d kommt hierbei mit dem Kontaktaufsatz c in Berührung und schließt einen Stromkreis zum elektromagnetischen Zählwerk. Nach Abströmen des Abdampfes drückt die Spiralfeder den Arbeitskolben von selbst in seine Ruhelage zurück und unterbricht dabei den Stromkreis. Das Arbeitsspiel wiederholt sich im Takt der Pumpeneinzelhübe.

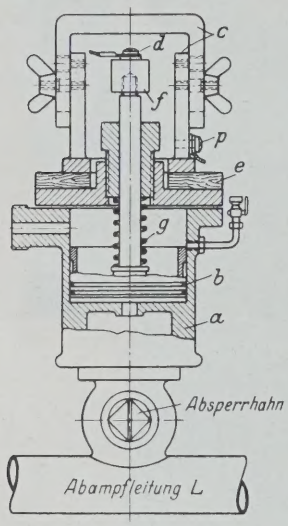



Abb. 25.
Abdampfhubzähler.

Der elektromagnetische Hubzähler ist aus einer Spule und einem darin beweglichen Eisenkern mit Rückziehfeder zusammengestellt. Der Eisenkern wird bei jedem vom Abdampfhubzähler eingeleiteten Stromstoß ins Innere der Spule gezogen und treibt hierbei mit einer Kniehebelübersetzung ein normales, mechanisches Zählwerk an.

Unmittelbar an die Prüfstände schließt sich der Abstellraum für die geprüften fertigen Pumpen an. Er liegt in den Kranfeldern III und IV und ist wie der Abstellraum für instandzusetzende Pumpen mit Aufhängeständern ausgestattet, in die die fertigen Pumpen gattungsweise eingestellt und bei Bedarf vom Versand entnommen werden.

## Die Betriebsführung.

Aus der Betriebsführung der Werkstätte sei erwähnt: Nach der Zerlegung und Reinigung der Pumpen wird die Arbeitsaufnahme durch den Meister, nachdem der Vorhandwerker alle Teile gelehrt hat, vorgenommen. Gedinge- und Verlangzettel sind so vorgedruckt, daß nur noch die Stückzahlen, die Rüstzeiten und die Gesamtzeiten eingesetzt werden müssen. Für das Lehren sämtlicher Teile werden außer den gewöhnlichen Meßwerkzeugen benützt: Verstellbare Rachenlehren mit Meßuhren für Kolbenstangen und Umsteuerstangen, Innenmeßgeräte mit Meßuhren für Zylinder- und Steuerbuchsen, Grenzlehrdorne für die Umsteuerstangenführung in der Umsteuerbuchse, ferner Sonderlehren für die Kolbenringnuten.

Die Arbeitsaufgaben des Vorhandwerkers umfassen:

Untersuchen und Lehren der Pumpenteile, Sortierung der Einzelstücke nach den auszuführenden Arbeiten für die Gedingefestsetzung durch den Meister und Ausscheiden von unbrauchbaren Stücken unter Bereitstellung von Ersatzstücken, Verteilung der Einzelstücke auf die verschiedenen Arbeitsplätze mittels Förderbahn, Beschriften der fertigen Pumpen mit Kartei-Nummern, ferner Unterstützung des Meisters bei der Vornahme der Zwischenprüfungen (Lehren im Beisein des Meisters).

Zu den Arbeitsaufgaben des Meisters zählen:

Angabe des Karteizeichens für die Pumpen bei der Anlieferung, Ausstellung der Auftrags- und Gedingezettel und der Verlangzettel, Überwachung des Lehrens, Vornahme der Zwischenprüfungen, Abnahme der Windkesselprüfung, Abnahme der Pumpenregler und der Pumpen an den Prüfständen,

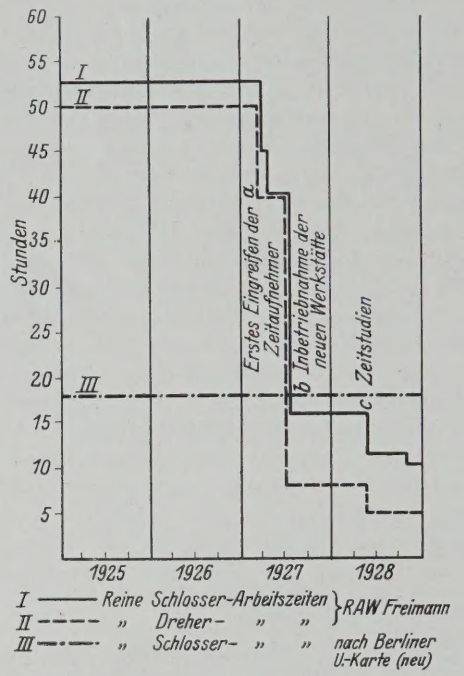



Abb. 26. Abminderung der Gedingezeiten in den Jahren 192 bis 1928 für die Schlosser- und Dreherarbeiten an Knorr-Speisepumpen.

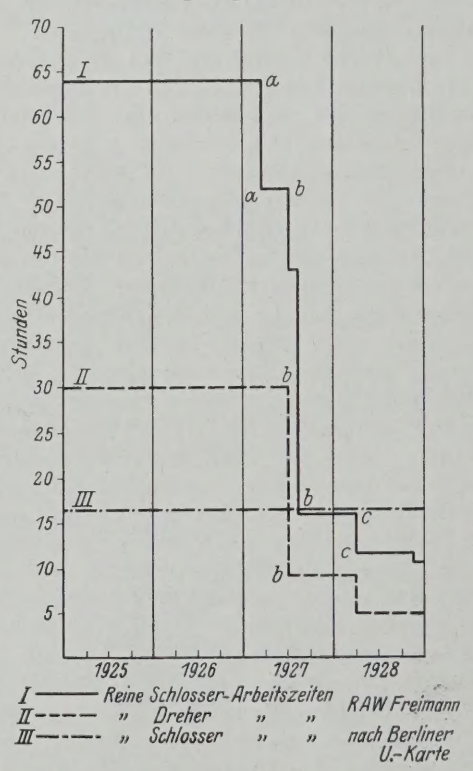



Abb. 27. Abminderung der Gedingezeiten in den Jahren 19 bis 1928 für die Schlosser- und Dreherarbeiten an den zwe stufigen Luftpumpen.

Führung der Kartei und der Abänderungsnachweise, Übe weisung der Pumpen an den Versand.

Zur Überwachung des wirtschaftlichen Arbeitens d Werkstätte und der vorgenommenen Hauptausbesserung und Auswechslungsarbeiten an den einzelnen Pumpen wi

ine Kartei geführt. Zu diesem Zweck wurden alle Pumpen attungsweise mit Buchstaben und Nummern bezeichnet, . B. die zweistufige Westinghouse-Luftpumpe mit A 1 bis 1000, ie zweistufige Knorr-Luftpumpe mit Hohlventilen mit B 1 is 1000 usw. Diese Bezeichnung und das Datum der letzten Untersuchung werden auf jeder Pumpe angebracht. Die verendete Karteikarte ist mit Vorder- und Rückseite in Textbb. 22 dargestellt. Die vorgenommenen größeren Arbeiten der Auswechslungen werden durch Eindrucken eines Sternes ı das betreffende Feld kenntlich gemacht, in den Spalten 35 is 39 wird das Ergebnis der Prüfung eingetragen.

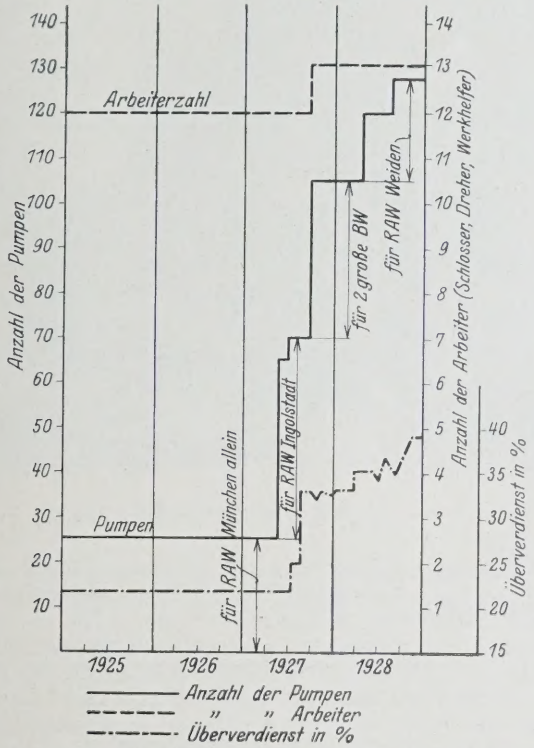



Abb. 28. Arbeiterzahl, Leistung und Überverdienst in der Pumpenwerkstätte.

Sämtliche Arbeiten der Pumpenwerkstätte werden im Einzelgedinge ausgeführt. Die Leistungssteigerung gegenüber dem Gruppengedinge und damit die Steigerung der Überverdienste betrug 10 bis 15 %, eine Erscheinung, die in allen Werken, wo teilweise Gruppengedinge durch Einzelgedinge abgelöst wurde, auftrat. Der Werkmeister ist dadurch in der Lage, mit Sicherheit und nach wenigen Tagen bereits zu erkennen, wo vereinzelte Arbeiter für die zugewiesene Beschäftigung sich weniger eignen oder besser unterwiesen, unter Umständen auch an andere Arbeiten angesetzt werden müssen. Bei vereinzelten Arbeitern, die sich nur schwer daran gewöhnen konnten, daß sie infolge des Einzelgedinges nicht mehr von der übrigen Gruppe mitgezogen wurden und am Durchschnittsüberverdienst der übrigen teilnehmen konnten, dauerte es mehrere Monate, bis ihr Überverdienst langsam von 3 % auf 20 bis 30 % stieg. Eine Mehrarbeit für den Meister oder das Gedingelohnbüro bedeutet das Einzelgedinge keineswegs.

Die Frist für die vollständige Überholung einer Pumpe beträgt zwei volle Arbeitstage. Etwa ein Monat lang wurde der Versuch durchgeführt, sämtliche Pumpen in einem vollen Arbeitstag wieder herzustellen; der Versuch gelang gut, die Beanspruchung des Aufsichtsmeisters wäre jedoch auf längere Dauer zu groß geworden. Daher wurde wieder zur zweitägigen Frist zurückgekehrt.

Nach Einführung der neuen Arbeitsverfahren wurden die Gedingezeiten durch Schätzung stark gekürzt und anschließend nach und nach durch Zeitstudien genau erfaßt. Textabb. 26 zeigt die Abminderung der Gedingezeiten in den Jahren 1925 bis 1928 für die Schlosser- und Dreherarbeiten an Knorr-Speisepumpen, Abb. 27, das Gleiche für zweistufige Knorr-Luftpumpen. In beiden Bildern ist deutlich ersichtlich, wie bei Punkt a infolge der ersten Einwirkung der Zeitstudiengemeinschaft auf die Zeitschätzung, bei Punkt b durch die Inbetriebnahme der neuen Werkstätte, bei c durch die Vornahme von Zeitstudien die Gedingezeiten ganz erhebliche

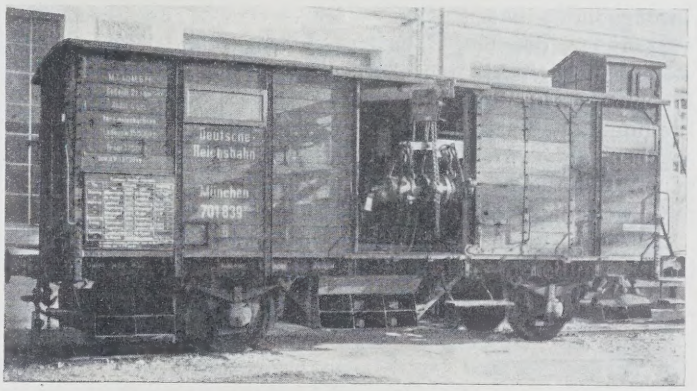



Abb. 29. Kurswagen für den Versand der Pumpen.

Kürzungen erfuhren. Abb. 28 weist für den gleichen Zeitraum die Leistungssteigerung aus. Die hier dargestellte Zahl der ausgebesserten Pumpen enthält, im Gegensatz zu Abb. 23 und 24, auch die Zahlen an ausgebesserten einstufigen Luftpumpen, an Klein-Schanzlin-Becker-Pumpen und an Doppelverbundluftpumpen, Bauart Nielebock-Knorr.

Ferner enthält Abb. 28 die Kurve der durchschnittlichen Gedingeüberverdienste. Trotz der ganz erheblichen Kürzungen der Gedingezeiten, die noch um 30 % unter denen der „Berliner Unterweisungskarten" liegen, und trotz der nicht nur gleichen, sondern gesteigerten Arbeitsgüte wuchsen die Gedingeüberverdienste und die Leistung allmählich sehr hoch an, hauptsächlich als Folge des Einzelgedinges, das die persönliche Leistung des Einzelnen schärfer erfaßt und entlohnt.

Den Versand der Pumpen besorgen drei Dienstgutkurswagen, je einer für die Richtungen München—Weiden, München—Augsburg—Nürnberg, München—Ingolstadt—Würzburg. Diese Kurswagen (Textabb. 29) sind zur besseren Ausnützung des Raums nicht in Abteile gegliedert, sondern enthalten die Werkstücke für die anzulaufenden Dienststellen in gemeinsamem Raum. Die Wagen sind mit Lauf- und Schwenkkran zur leichteren Verladung der Pumpen ausgerüstet, ferner mit Regalen an den Innenseiten des Wagenkastens und mit Eisenfächern unter dem Wagenkasten zur Aufnahme von Tragfedern.

# Persönliches.

## Ehrung Heusinger von Waldeggs*).

Einem der führenden Eisenbahntechniker aus den Anfängen des Deutschen Eisenbahnwesens Edmund Heusinger von Waldegg wurde auf dem Engesoder Friedhof in Hannover ein Grabdenkmal gesetzt und am 28. September vorigen Jahres in feierlicher Weise eingeweiht. Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen, der Verein Deutscher Ingenieure, die Deutsche Lokomotivbauvereinigung, die Deutsche Maschinen-

*) Infolge äußerer hindernder Umstände erscheint diese Veröffentlichung leider verspätet.

technische Gesellschaft, sowie der Verlag des „Organs", C. W. Kreidel in München und verschiedene Behörden haben die Mittel zu diesem Denkmal gestiftet. Damit ist — freilich lange Zeit nach seinem Tode — diesem hervorragenden Manne, bedeutend in den schöpferischen Leistungen seines Berufes, ausgezeichnet als Mensch durch eine ideale Sinnesrichtung, eine längst verdiente Ehrung zuteil geworden.

Was Heusinger, der ja — ursprünglich Buchhändlerlehrling — sich erst später mit eisernem Fleiß durch den Besuch der Universität die wissenschaftliche und sodann in zweijähriger Handwerkertätigkeit die praktische Ausbildung für seinen Beruf erwarb — zur technischen Verbesserung und Vervollkommnung der Betriebsmittel beitrug, legt schon Zeugnis ab von seiner außerordentlichen, auf den Fortschritt gerichteten Begabung. Ist doch sein Name jedem Fachgenossen geläufig durch die seinen Namen tragende Lokomotivsteuerung, die er, unabhängig von einem belgischen Vorläufer, vorgeschlagen und konstruktiv in zweckmäßigster Weise durchgebildet hat. Auch Verbesserungen der Eisenbahnwagenräder, der Kupplungseinrichtungen und der Personenwagenbauart sind ihm zu danken. Vielseitig, wie der damalige Ingenieur sein mußte, hat Heusinger, nachdem er seine Stellung als erster Maschinenmeister der Taunusbahn aufgegeben, auch Entwürfe und Vorarbeiten für eine Reihe von neuen Bahnstrecken geliefert und ein neues Oberbausystem mit zweiteiliger Schiene für Straßenbahnen entwickelt.

Was aber an dieser Stelle besonders zu würdigen ist, ist seine außerordentliche literarische Tätigkeit, die ihn nicht nur selbst zu Veröffentlichungen über zahlreiche Gegenstände die Feder ergreifen ließ, sondern sich vor allem auch in der Sammlung der auf dem Gebiet der Eisenbahntechnik wirkenden geistigen Kräfte zu fruchtbringendster Wirkung entfaltete. Wie er im „Handbuch der speziellen Eisenbahntechnik" und im „Handbuch der Ingenieurwissenschaften" den Stand des gesamten Wissens seiner Zeit auf diesem Zweige der Technik zusammenfaßte, so suchte er das fortlaufende Werden der Technik durch eine Zeitschrift zu sammeln und festzuhalten. Das im Jahre 1845 unter Mitwirkung eines Vereins von Eisenbahningenieuren begründete Fachblatt „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung" sollte der Sammelpunkt für die an den verschiedensten Stellen gemachten Erfahrungen und Neuerungen auf bautechnischem wie auf maschinentechnischem Gebiet sein. 35 Jahre lang führte er die Schriftleitung dieser Fachzeitschrift in unermüdlicher Tätigkeit, bis ihn in der Nacht vom 2. zum 3. Februar 1886 ein rascher Tod aus seinem arbeits- und erfolgreichen Leben rief.

Ein Denkmal aus Stein ruft an seinem Grabe den Deutschen Eisenbahntechnikern seinen Namen ins Gedächtnis, ein fortlaufendes Erinnerungsmal ist das von ihm begründete „Organ", das im heurigen Jahre als älteste deutsche eisenbahntechnische Zeitschrift zum 85. Jahrgang gediehen ist und in Erkenntnis der Fruchtbarkeit der ihm zugrunde liegenden Gedanken im Jahre 1863 vom Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen zu seinem amtlichen technischen Fachblatt erwählt wurde. Die Schriftleitung.

# Berichte.

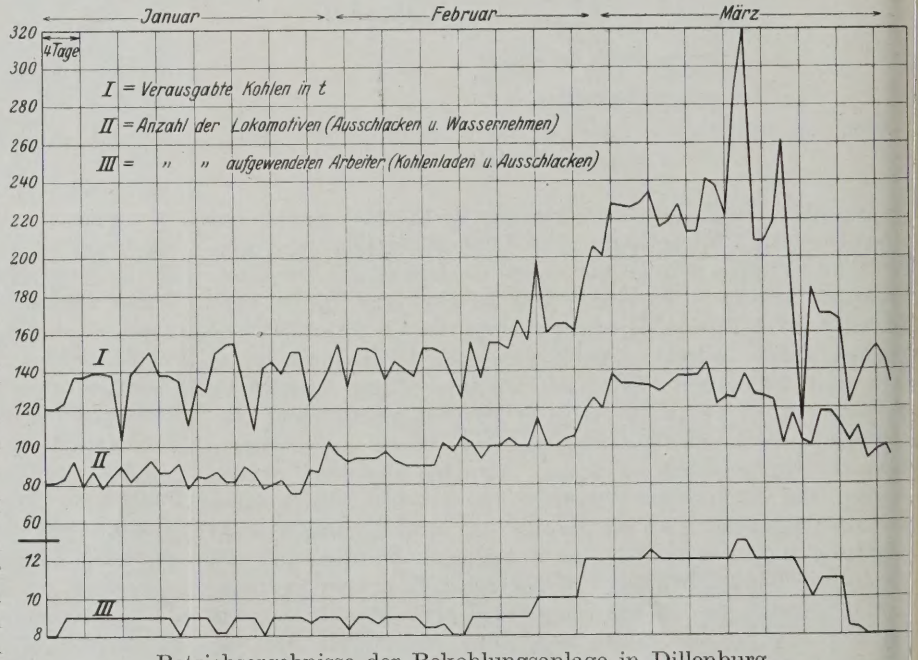
## Lokomotivbehandlungsanlagen.

### Bemerkenswerte Betriebsergebnisse der Bekohlungsanlage in Dillenburg.

Von Borghaus, Direktor bei der Reichsbahn in Frankfurt a. M.

Im Anschluß an den Aufsatz im Organ 1928, S. 509 „Zeitaufnahmen an der Bekohlungsanlage in Dillenburg" sind in der folgenden Abbildung bemerkenswerte Betriebsergebnisse der Bekohlungsanlage dargestellt, die im vergangenen Winter aufgenommen wurden, als der Rhein zugefroren war und die infolge Stilliegens der Schiffahrt auf den Rheinstrecken entstandene Belastungsspitze von der Ruhr-Siegstrecke aufgenommen werden mußte, ein Fall, für den die Anlage seinerzeit von vornherein bemessen wurde.

Auf der Ruhr-Siegstrecke wurden zusammen in beiden Richtungen bis zu 60 Sonderzüge täglich gefahren. Die Anlage ist den gesteigerten Anforderungen glatt nachgekommen, hat also die an sie gestellten Erwartungen erfüllt. Der Umlauf der Lokomotiven vollzog sich ohne Hemmungen und nachteilige Einwirkungen auf den Betrieb der Strecken. Die Ausschlackanlage war zeitweise an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit, der Kran und der Kohlenbunker noch nicht, was mit den Zeitaufnahmen in Einklang steht.




Betriebsergebnisse der Bekohlungsanlage in Dillenburg.

## Lokomotiven und Wagen.

### B-Benzinlokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen.

Die von der Schweizerischen Lokomotivfabrik in Winterthur gebaute Lokomotive (s. Textabb. 1 und 2) ist für den Verschiebedienst im Hafen von Luzern bestimmt. Sie soll dort eine Dampflokomotive ersetzen, die bisher schlecht ausgenützt war; gegenüber dieser hat sie außerdem den Vorteil nur einmänniger Bedienung.

Das Lokomotivgestell besteht aus zwei getrennten Teilen, dem zweiachsigen Triebgestell und einem auf diesem in dr Punkten aufgehängten Rahmen, der den Führerstand und d Zug- und Stoßvorrichtungen trägt. Die Drehbewegung des i der Längsachse der Lokomotive angeordneten Benzinmotors wir durch eine elastische Kupplung auf ein Stufengetriebe mit Öldruck schaltung und von dort aus über ein Kegelradwendegetriebe au die Treibachse übertragen. Diese ist durch Kuppelstangen m der zweiten Achse verbunden.

Der Viertakt-Benzinmotor besitzt vier Zylinder von 150 mm Durchmesser und 170 mm Hub. Die Einlaßventile sind im Zylinderkopf angeordnet und werden von oben gesteuert, die Auslaßventile sitzen auf einer Seite des Zylinderblockes. Zur Ausrüstung gehört ein Ventilator, ein elektrischer Anlasser und eine Lichtmaschine mit Batterie.

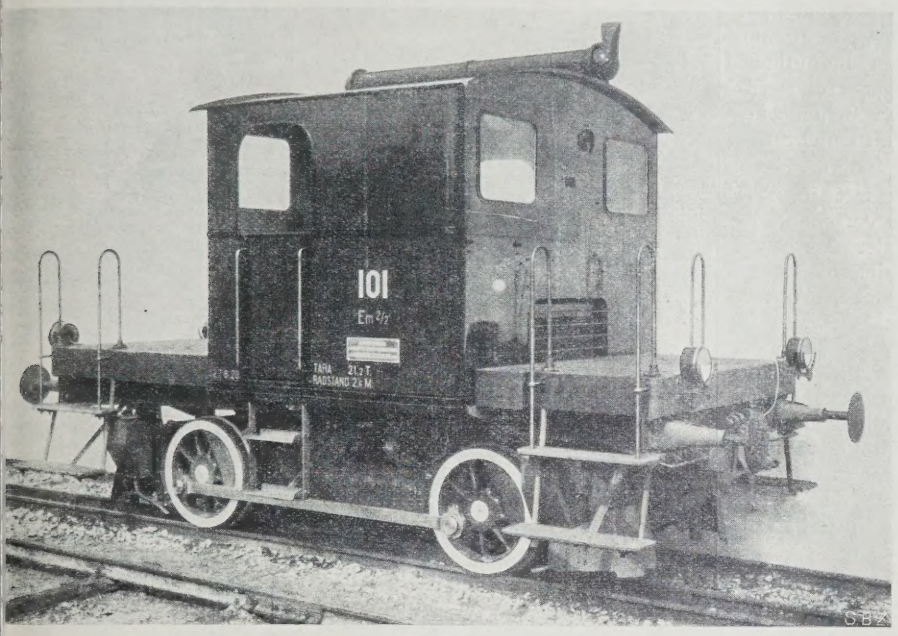



Abb. 1. Benzinlokomotive Serie Em 2/2 der Schweizerischen Bundesbahnen.

Bauart. Die Wagen sind ausgerüstet mit Hand-, Druckluft- und Luftsaugebremse neuester Bauart, Einrichtung für Dampf- und elektrische Heizung, elektrische Beleuchtung usw. Das Gewicht der Wagen ist 50000 kg.

Am Wagen außen erscheinen gegenüber den deutschen Wagen bedeutend mehr Nieten, auch am Dach. Die Vorbaudächer sind nach drei Richtungen gewölbt und deshalb aus mehreren Blechtafeln zusammengesetzt. Die Stöße sind teilweise durch außen aufgenietete Schienen aus Winkeleisen versteift, die gleichzeitig Abweisrinnen für das Regenwasser sind. Das Dachblech erscheint dicker als das der deutschen Wagen.

Die für die Seitenwände gebrauchten Spanteisen sind von geringerer Höhe, die zudem beim Anschluß am Seitenwanduntergurt abgeschrägt werden. Über jedem Seitenwandfenster erscheint außen ein Preßstück, das den so entstehenden

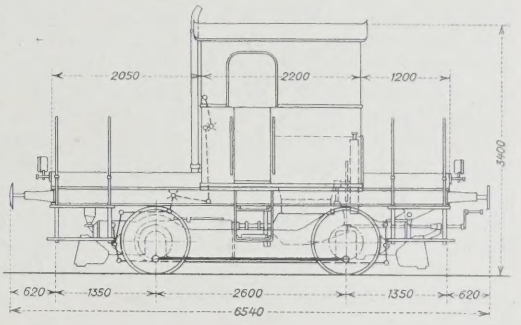



Abb. 2. Typenskizze 1:100 der Benzinlokomotive.

Das Stufengetriebe für die drei Geschwindigkeiten von 3,75, 7,5 und 15 km/Std. ist mit dem Wendegetriebe in einem Gehäuse vereinigt; es ist in zwei Punkten am Triebgestell aufgehängt und stützt sich auf die Treibachse ab. Das ganze Getriebe läuft in Öl und die Zahnräder sind dauernd im Eingriff. In den zweiteilig ausgeführten und zusammengeschraubten Zahnrädern auf der Kupplungswelle sind bewegliche Kupplungsscheiben mit konzentrischen Rollen eingebaut, die in Längsnuten auf der Kupplungswelle aufgekeilt und auf ihr verschiebbar sind. Durch Einführung von Drucköl zwischen die inneren Flächen dieser Scheiben werden sie gegen die Innenflächen des betreffenden Zahnrades gepreßt und von diesem mitgenommen.

Die Lokomotive kann in der Ebene ein Zuggewicht von 150 t mit 15 km/Std. befördern und ein Gewicht von 380 t anziehen. Auf der Steigung von 10‰ schleppt sie noch 170 t mit 7,5 km/Std. Ihre Hauptverhältnisse sind:

| | |
|---|---|
| Raddurchmesser | 850 mm |
| Achsstand | 2600 „ |
| Ganze Länge | 6540 „ |
| Motorleistung | 100 PS |
| Drehzahl des Motors | 1200 Umdr./Min. |
| Dienstgewicht | 21,3 t |
| Größte Zugkraft | 5500 kg |

(Schweiz. Bauzeit. 1929, Nr. 20.) R. D.

## Holländische eiserne D-Zugwagen 1./2. Klasse.

Die Wagen, die vor kurzem von den holländischen Bahnen in Dienst gestellt wurden, enthalten außer den sonst üblichen Nebenräumen fünf Abteile II. und drei Abteile I. Klasse. Sie haben 15 m Drehzapfenabstand und eine Gesamtlänge über Puffer von etwa 20 m. Die zweiachsigen Drehgestelle von 2,5 m Achsstand gleichen den preußischen nach amerikanischem Muster ausgeführten. Als Abweichungen von diesem sind festzuhalten: geteilte Schwanenhalsträger (je zwei nebeneinanderliegende Querschnitte), kein Preßblechrahmen, sondern ein aus Walzprofilstäben zusammengesetzter Träger, an welchem nur die durch einen Längsstab verbundenen Achsführungen beider Räder nach abwärts reichen. Für die durch Schrauben nachstellbaren Achslagerführungen sind Schmiergefäße vorgesehen. Die Federanordnung entspricht etwa der der deutschen Wagen gleicher Obergurt gut aussteift und auch für die Übertragung der auftretenden Eckenmomente eine sehr erwünschte Verstärkung bringt.

Der Faltenbalg hängt an einem, ihn überspannenden Bügel, der beiderseits in etwa der halben Höhe der Stirnwand um eine wagrechte Achse drehbar gelagert ist, so daß er beim Kuppeln der Wagen gegen die Pufferstoßfläche herausgeklappt wird. Mittels eines auf jeder Seite angebrachten Überfallers kann der klappbare Tragbügel in einigen Stellungen festgehalten werden. Die Übergangsbrücken sind einteilig und liegen in an der Stirnschwelle befestigten Gelenkkloben. Die Stirnwandtüre wird nach innen gedreht und legt sich in ganzer Breite (also ohne nochmaliges Klappen wie bei den internationalen Schlafwagen) gegen die Stirnwand, die auf dieser Seite kein Fenster hat — im Gegensatz zu der über dem anderen Puffer liegenden Stirnwandfläche und der Stirnwandtüre selbst. Als Schutz beim Gehen über die Brücken dienen je zwei aus Rundstäben gebildete Rahmen, die bei geschlossener Stirnwandtüre vor diese geklappt werden.

Die Wagen haben beiderseits einen vereinigten Wasch- und Abortraum, der aber nur einen Teil der Abteilbreite einnimmt.

Die Abortausstattung ist so, daß gegenüber der Eingangstüre ein Heizkörper steht, über dem ein Spiegel mit Ablegetischchen angebracht wurde. Das Abortfenster (und auch das ihm entsprechende im Seitengang) ist als hochstehendes Oval ausgeführt, dessen oberes Fünftel (etwa) um eine wagrechte Achse nach innen geklappt werden kann. Unter diesem Fenster sind Schränke — ähnlich wie in den neuen Reichsbahn-D-Zugwagen — und zwischen ihnen ein Klappwaschbecken.

Im Seitengang läuft unter den breiten, in Metallrahmen verlegten Fenstern hinter gelochtem Messingblech die Heizung. Die Kämpferleiste wurde als durchlaufender Schacht ausgebildet, der über jedem Fenster eine verschließbare Klappe zeigt, hinter der die Rollvorhänge, Notbremsleitung usw. eingebaut sind.

Die Seitengangdecke läuft als Spitzbogendach durch, dessen seitliche Hälften nochmals mittels über die ganze Länge geführten Stäben unterteilt sind. An diesen Stäben liegen auf Abteilseite Klavierbänder, um welche die unteren Teile der Decke herausgeklappt werden können, um zu den dahinterliegenden Wasserrohren usw. kommen zu können.

Der Seitengang hat keine Quertüren. Ab und zu geht eine durch ein Messingrohr verdeckte Querverspannung in Kämpferhöhe durch.

Die Teilung der Ganglängswand entspricht der gebräuchlichen: Schiebetüre und rechts und links davon ein Fenster.

Die Fenster in den Schiebetüren sind als rahmenlose, versenkbare Scheiben ausgeführt, die rechts und links Hebeschnepper tragen (wie früher an den internationalen Schlafwagen gebraucht). Zu jedem Schnepper gehört eine am Türrahmen befindliche Zahnleiste, auf welcher der Schnepper in beliebiger Höhe eingeklinkt werden kann. Die Rollvorhänge vor den Schiebetürfenstern laufen im Rahmenwerk der Wand, sind also nicht mit den Türen seitlich bewegbar.

Die Seitenwandfenster haben Metallrahmen mit je zwei festen Griffen und sind mit Gewichtsausgleich versehen. — Im oberen Teil der Fenster ist ähnlich wie bei der deutschen Bauart ein Streifen abgetrennt, in welchem aber nicht die sonst gebräuchlichen wagrecht gelagerten Lüftungsklappen untergebracht sind. Die ganze Länge des Streifens ist vielmehr in drei Teile geteilt. Das mittlere, schmälere Stück ist fest; vor ihm liegt der Notbremsgriff. Die beiden seitlichen Stücke sind um senkrechte Achsen drehbar, die neben den seitlichen Fensterschlüsselleisten liegen. Die so entstandenen Klappen sind im geschlossenen Zustand durch Vorreiber, an dem vorhin erwähnten Mittelstück festzustellen. Im Bedarfsfall wird immer die Klappe geöffnet, deren Gelenkband in Fahrtrichtung voraus liegt. Die Öffnungsweite der Klappe wird durch die oben erwähnten Preßstücke über den Seitenwandfenstern begrenzt.

Die Kämpferleisten dienen auch im Abteil wie im Seitengang zur Aufnahme der Rollvorhänge, Lichtleitung, Notbremsleitung usw.

Die Decke ist im Abteil ebenfalls als Spitzbogendach ausgeführt. Vom Tür- zum Seitenwandfenstermittel läuft über die ganze Decke ein schmaler Streifen, hinter welchem die Lichtleitungskabel liegen. In der Mitte ist dieser Streifen durch gelochtes Messingblech unterbrochen, das zu der im Dach eingebauten Abteilentlüftungsanlage führt. Auf diesem Messingblech ist auch die Blaulampe befestigt. Die beiden weißen Lampen sind rechts und links davon untergebracht.

Wenig vorteilhaft wirken die Netzträger. Sie sind äußerst einfach und nüchtern; auch das Geflecht aus Manillahanf wirkt verhältnismäßig dürftig und ist zudem schon leicht durchhängend.

Die Sitze entsprechen in der Hauptsache der deutschen Bauart. Doch ist zu betonen, daß die klappbaren Armlehnen beim Herunterschlagen durch einen Gegenlenker einen Keil in die Lücke schieben, die vorher die hochgeklappte Armlehne vollständig aufgenommen hatte. Es ist also in beiden Fällen die Fläche der Rückenlehne ohne jede fühlbare Unterbrechung durchgeführt. An den Sitzen der zweiten Klasse ist dabei das Bild der Rückenlehne in beiden Fällen genau das gleiche. Bei den Sitzen erster Klasse — jedoch mit den in der Höhe unterteilten Rückenlehnen — ertsreckt sich die hochgeklappte Armlehne mit ihrer vorderen Hälfte auch über den freien Raum zwischen Rücklehnenober- und unterteil, doch so, daß die Armlehnenfläche mit der Rücklehnenfläche wiederum glatt durchgeht und nun gleichsam jede Sitzbreite durch einen in der Vertiefung zwischen Ober- und Unterteil erscheinenden, vom vorderen Teil der Armlehne gebildeten Riegel gekennzeichnet wird. Der Zweck der Vertiefung, den Arm auflegen zu können, wird dadurch freilich außer acht gelassen.

An den Seiten der Sitze sind bis an die seitlichen Fensterschlüsselleisten reichende, rechteckig umrissene Ohrenbacken vorgesehen.

Die Wagen wurden von Werkspoor-Amsterdam gebaut.

Sch—r.

## Einkammer-Druckluftbremse mit Zusatz-Löseventil.

Wie bekannt, gestatten die für Personenzüge gebräuchlichen Druckluftbremsen Bauart Westinghouse und Knorr kein stufenweises Lösen. Weil hierdurch bei wiederholtem Bremsen und Lösen die Bremskraft erschöpft werden kann, sind diese Druckluftbremsen für lange, stark geneigte Strecken nicht besonders geeignet.

Während bei der Kunze Knorr-Bremse dieser Mangel durch wesentliche Änderung der ursprünglichen Bauart der Einkammerbremsen beseitigt ist, haben die Österreichischen Ingenieure Rihosek und Leuchter versucht, die bisher gebräuchliche Westinghouse- und Knorrbremse durch Hinzufügen

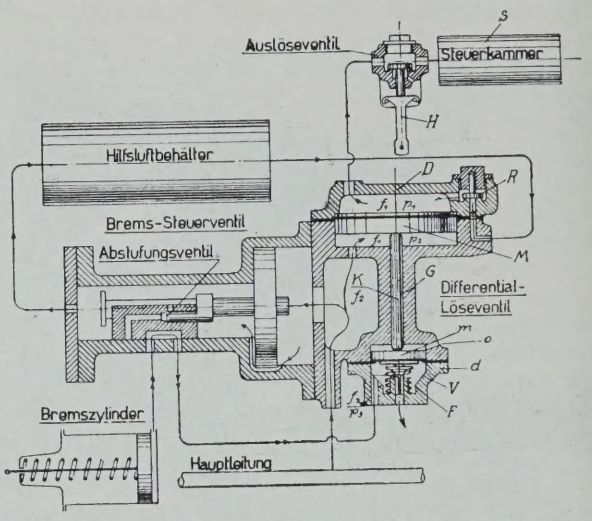



Abb. 1. W-Bremse mit Zusatzlöseventil; Füll- oder Lösestellung.

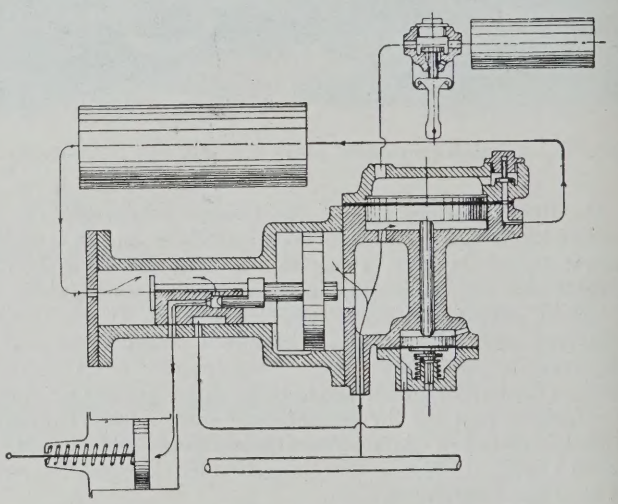


Abb. 2. W-Bremse mit Zusatzlöseventil; Bremsstellung.

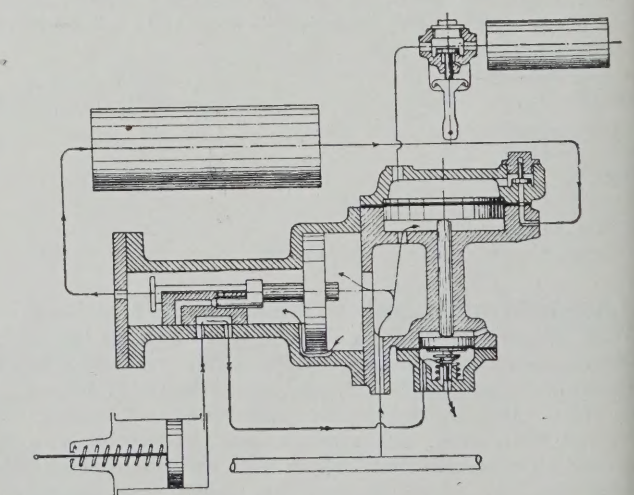


Abb. 3. W. Bremse mit Zusatzlöseventil; Lösevorgang.

eines von ihnen konstruierten Differential-Löseventils an jede Wagen zu vervollkommnen. Die Vorzüge, die für dieses Ven geltend gemacht werden, sind stufenweises Lösen, Unerschöpflic keit der Bremskraft, Befahren von Gefällstrecken mit gleic mäßiger Geschwindigkeit.

Das Differential-Löseventil wird an Stelle des Steuer-nmerdeckels an das Westinghouse- oder Knorrsteuerventil gebaut. In seinem Gehäuse G (Abb. 1) befindet sich als Haupt-uerorgan ein Differentialkolben, der aus den beiden Membran-ben M und m, die durch in Labyrinthdichtung geführte Kolben-nge K verbunden sind, besteht. Die äußeren Kammern der lben sind mit den Deckeln D und d abgeschlossen. Außerdem im Gehäuse ein Rückschlagventil R und das durch die Spiral-er F belastete Auslaßventil V untergebracht. Die Kraft zum nsteuern des Differentialkolbens für die einzelnen Lösestufen ert die Druckluft eines besonderen Behälters, der Steuerkammer die über das Rückschlagventil und die obere Kammer des lbens M auf den höchsten in der Hauptleitung herrschenden uck $p_1$ aufgefüllt wird und mit dem Handauslöseventil H rsehen ist. Die untere Fläche des Kolbens M steht unter dem reiligen Druck $p_2$ der Hauptleitung. Der Raum über dem kleinen lben m ist durch die Bohrung O ständig entlüftet; der Raum ter demselben ist mit der Ausströmöffnung des Steuerventils bunden und steht deshalb in der Lösestellung des Steuer-ntils unter dem im Bremszylinder herrschenden Druck $p_3$.

Bei gelöster Bremse (Abb. 1) ist $p_1 = p_2$, $p_3 = 0$; auf den fferentialkolben wird deshalb keine Kraft ausgeübt. Die Stärke Feder F ist so bemessen, daß sie hierbei das Auslaßventil V öffnet hält.

Bei einer Bremsung (Abb. 2) ist $p_2$ gesunken, $p_1$ aber un-ändert geblieben. Infolge der Umsteuerung des Steuerschiebers die Verbindung des Bremszylinders mit der unteren Kammer s Kolbens m unterbrochen, so daß $p_3 = 0$ bleibt. Der Differential-lben wird nach abwärts gedrückt und schließt dadurch das slaßventil V. Bei allen weiteren Bremsstufen bleibt das slaßventil fest geschlossen.

Soll eine Lösestufe folgen (Abb. 3), so erhöht der Loko-tivführer den Hauptleitungsdruck $p_2$. Das Steuerventil geht die Lösestellung, was zur Folge hat, daß $p_3$ auf den Brems-inderdruck ansteigt. Die jetzt nach aufwärts wirkende Kraft f den Kolben m überwindet die nach abwärts gerichtete Kraft f den Kolben M, so daß der kleine Kolben m etwas angehoben d das Auslaßventil V unter der Wirkung der Feder F geöffnet rd. Bremszylinderluft entweicht, $p_3$ sinkt. Sobald die abwärts kende Kraft auf den Differentialkolben wieder überwiegt, wird s Auslaßventil niedergedrückt und dadurch die Lösewirkung terbrochen. Wird der Druck der Hauptleitung abermals erhöht, folgt in gleicher Weise eine weitere Lösestufe.

Ganz gelöst wird die Bremse erst dann, wenn der Leitungs-uck seine ursprüngliche Höhe wieder erreicht hat, d. h. die uckdifferenz $p_1 - p_2$ zu 0 geworden ist.

Die beschriebene Einrichtung eignet sich in gleicher Weise Personen- und Güterzüge und beeinflußt den Bremsvergang r anderen im Zuge eingereihten Druckluftbremsen in keiner eise.

Die einwandfreie Wirkungsweise des Zusatzlöseventils rlangt guten Zustand der Membrane beider Kolben, gute chtung und leichte Beweglichkeit der Kolbenstange in der hrung, richtige Federkraft für das Auslaßventil. Ein wunder nkt ist, daß durch Überladen der Steuerkammer S, was im triebe stets vorkommen kann, ein vollständiges Lösen der emse durch den Lokomotivführer unmöglich wird, so lange der ermäßige Druck nicht mit dem Handauslöseventil beseitigt wird.

Das Zusatzlöseventil ist in Österreich auf den stark geneigten recken der Mittenwaldbahn (35‰), der Semmeringbahn (25‰) d der Arlbergstrecke (31‰) erprobt worden. Auf den letzteren ei Bahnlinien bestand der Versuchszug aus 44 Achsen Schnell-gwagen, deren Westinghouse-Steuerventil mit dem neuen ntil ergänzt worden war. Die bei den Bremsversuchen auf-nommenen Schaubilder haben gezeigt, daß die Westinghouse-emse sehr fein abstufbar gelöst werden kann, daß bei jeder sestufe der Hilfsluftbehälterdruck entsprechend ergänzt wird d daß bei vollgelöster Bremse der Hilfsluftbehälter wieder ll aufgeladen ist. Röder.

(Österr. Monatsschrift für Eisenb.-Betr. u. -Werkst.)

## Verhütung von Kesselanrostungen.

Die Chicago und Alton Eisenbahngesellschaft hat seit 1924 n neues Verfahren zur Verhütung von Kesselanrostungen ausgeprobt. Das Verfahren besteht darin, daß das Kesselwasser mit einem Arsenikpräparat versetzt und der Lokomotivkessel mit Wasserinhalt in einen Stromkreis eingeschaltet wird, der von der Lichtmaschine oder der damit verbundenen Batterie gespeist wird. Nach vierjähriger Erprobung kann gesagt werden, daß durch das Verfahren Kesselkorrosionen praktisch vermieden bleiben, daß die Lebensdauer der Rohre von früher zwölf Monaten sich auf die durch die Vorschriften als Höchstdauer beschränkte Einbauzeit von vier Jahren erhöht hat und daß die Feuerbuchsschäden beträchtlich zurückgegangen sind. Die Speisewasserverhältnis auf der Strecke sind im allgemeinen ungünstig, es kommen bis zu 52 Härtegraden*) vor. Durch die Einwirkungen der Zusätze der verschiedenen Enthärtungsanlagen auf der Strecke verschlimmerten sich die Kesselanfressungen noch mehr. 75 Lokomotiven wurden daher nach den an zwei Lokomotiven erhaltenen günstigen Versuchsergebnissen nach und nach mit der neuen Anordnung ausgerüstet. Die Wirkung dieser Anordnung (Gunderson Prozeß) besteht darin, daß die an den inneren wasserberührten Kesselwandungen sich bildende feinste Wasserstoffschicht in einem Polarisationszustand wie bei Batterien erhalten bleibt, so daß der sonst vor sich gehende Wechsel der Wasserstoffionen und die Bildung von Eisenhydroxyd unterbunden wird. Das dem Kesselwasser beigegebene Arsenikpräparat schlägt sich an den Kesselwandungen als Film nieder, der die Wasserstoffionen festhält. Im Langkessel sind zwei als Eisenröhren ausgebildete Elektroden (Anoden) in der Rohrrichtung angeordnet, und zwar eine im linken unteren und die andere im rechten oberen Teil des Langkessels, während die Kesselwand den negativen Pol bildet. Der durch das Kesselwasser fließende Strom hat eine Stärke von 4 bis 5 Ampere und eine Spannung von 2 Volt. Auf dem Führerstand ist ein Schaltkasten angeordnet, der auch einen Regelwiderstand und ein Amperemeter zur Kontrolle der Anlage enthält. Bevor die Lokomotive in Dienst gestellt wird, werden zylindrische Packungen mit fünf Pfund Arsenikpräparat durch eine Waschluke eingebracht, während im Dienste monatlich etwa zweimal eine Einpfundpackung nachgeschoben wird. Die Unterhaltungskosten der Anlage sind gering, da die Elektroden eine Lebensdauer von etwa vier Jahren haben. Die Stromkosten belaufen sich auf etwa 15 Dollar jährlich. Von dem Arsenikpräparat kostet das Pfund 15 Cent, es ist also ebenfalls sehr billig. Eb.

(Railw. Age 1929, 1. H., Nr. 15.)

## Kleinlokomotive mit Hochdruckkessel und Kettenantrieb.

Die englische Firma Kerr, Stuart und Co. in Stoke-on-Trent hat eine Kleinlokomotive gebaut, deren Entwurf sich zum Teil an die neueren englischen Dampftriebwagen anlehnt, jedoch auch — besonders hinsichtlich des Kessels — verschiedene Besonderheiten aufweist.

Die schmalspurige Lokomotive, die sich in halbjährigem Betrieb gut bewährt haben soll, ruht auf zwei Achsen, die von der Kurbelwelle über ein Vorgelege mit Ketten angetrieben werden. Die Dampfmaschine hat zwei Zylinder von je 152 mm Durchmesser und 203 mm Hub; bei 500 minutlichen Umdrehungen der Dampfmaschine erreicht die Lokomotive eine Geschwindigkeit von 14,5 km/h. Die Ein- und Ausströmung regeln je besondere Kolbenschieber mit einer etwas abgeänderten Hackworth-Steuerung. Die Dampfmaschine sitzt quer am vorderen Ende der Lokomotive und ist daher leicht zugänglich.

Der Kessel (siehe Textabbildung) gleicht in seinem Aufbau etwa der Wasserrohrfeuerbüchse eines Lokomotivkessels und sitzt auch an der Stelle, die sonst der Stehkessel einzunehmen pflegt. Er besteht aus zwei Seitenwänden, die aus einzelnen, senkrechten Elementen zusammengesetzt sind. Jedes Element mißt 87 mm im Geviert und besitzt eine durchgehende Bohrung von 63,5 mm, die oben durch einen Pfropfen geschlossen und unten vermittels eines Nippels an ein ähnliches, wagrecht liegendes Verbindungsrohr angeschlossen ist. Zwischen diesen Seitenwänden befindet sich unten der Rost; im oberen Teil sind die Elemente durch eingewalzte Quersieder von 51 mm äußerem Durchmesser verbunden. Zum Auswaschen der Quersieder sind in den Elementen Waschluken vorgesehen, die auch zum Einwalzen erforderlich sind.

*) 5 engl. Härtegrade = 4 deutsche.

Über den Quersiedern liegt der Dampfsammler von 152 mm äußerem Durchmesser und eine Überhitzerschlange. Vorn und hinten ist der Feuerraum durch isolierte Wandungen abgeschlossen, darüber befindet sich eine Abschlußhaube mit Schornstein.

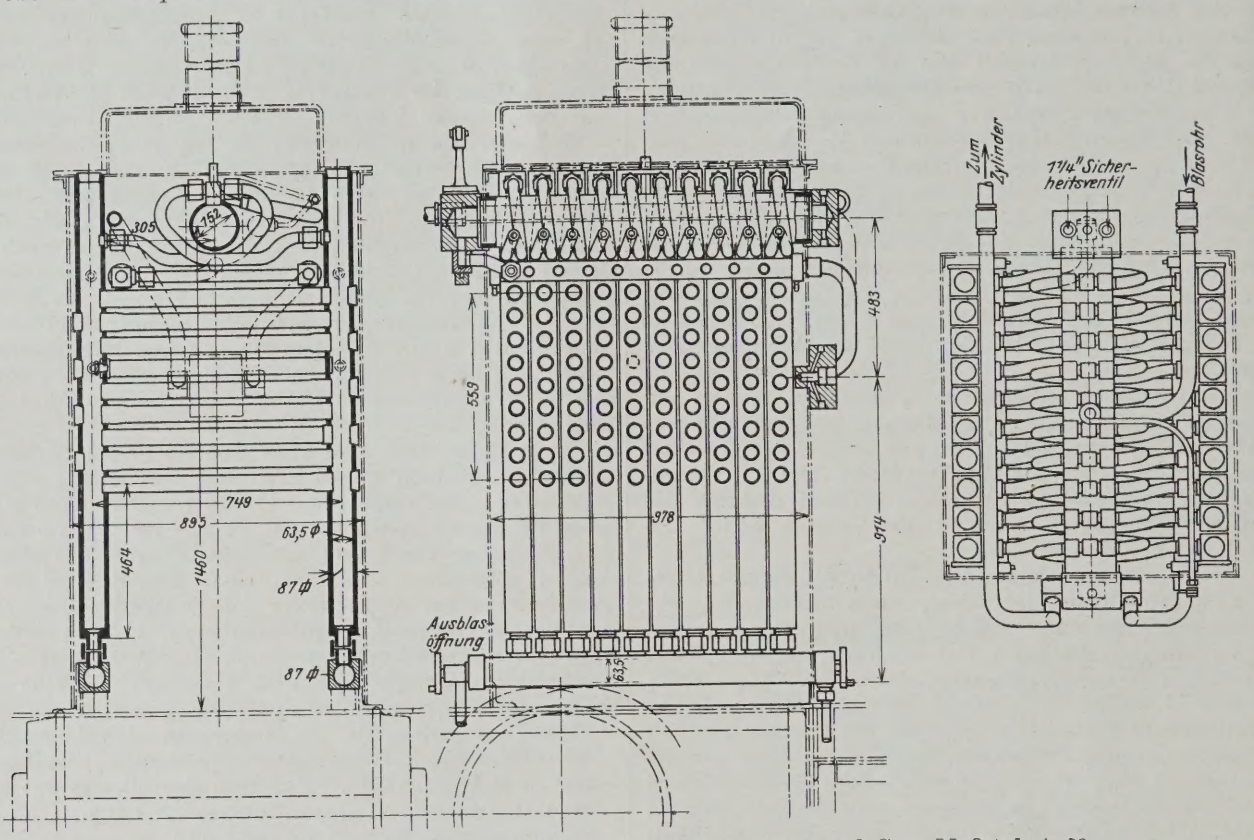
Der Kessel hat eine gesamte Heizfläche von 11,2 m², der Überhitzer eine solche von 0,57 m². Der Dampfdruck ist zu 21 at vorgesehen; der Kessel ist jedoch für Drücke bis zu 70 at entworfen und in der Lokomotive auch schon mit 53 at betrieben worden, wobei die Dampfmaschine mit der doppelten Höchstgeschwindigkeit laufen mußte. Außerdem wurde der Kessel versuchsweise auch schon ohne Wasser angeheizt; dabei erlitt er keinerlei größeren Schaden, außer, daß einige Quersieder nachgewalzt werden mußten.

Die Baufirma glaubt, solche Kessel auch noch mit größeren Abmessungen herstellen zu können, indem die Elemente nicht auf den Platz des Stehkessels beschränkt bleiben, sondern auch nach vorn zu eine Art Langkessel bilden sollen. Der Wasservorrat läßt sich dann wie bei den Tenderlokomotiven seitlich des Kessels und zwischen den Rahmen unterbringen. Bei der vorliegenden Lokomotive sitzt der Wasserbehälter an der Stelle des Langkessels zwischen Maschine und Kessel.

Der Vorteil derartiger Lokomotiven liegt zunächst einmal in der leichten Möglichkeit zur Verwendung hochgespannten Dampfes, weil die Kessel sehr betriebssicher ausgeführt werden können. Sodann gestattet der mittelbare Antrieb den Einbau einer ganz gekapselten, einfachen und sparsamen Maschine, die leicht zu warten ist und, weil ganz in Öl laufend, geringe Abnützung aufweist. Die Zugkraft der Lokomotive ist verhältnismäßig groß und je nach den Verhältnissen durch Wechsel der Übersetzung leicht zu verändern. Auch die Beanspruchung des Oberbaues ist beim mittelbaren Antrieb geringer als sonst.

Bemerkenswert an der vorliegenden Lokomotive ist noch, daß die Baufirma dasselbe Untergestell bei ihr verwendet hat, das sie auch an ihren Lokomotiven mit Verbrennungsmotor benützt. Es ist also eigentlich nur an die Stelle des letzteren die schnellaufende Dampfmaschine getreten.

(Engineering 1929, Nr. 3289.) R. D.




Hochdruckkessel der Kleinlokomotive von Kerr, Stuart und Co. Maßstab 1:23.

## Fettschmierung für Kreuzköpfe.

Verschiedene amerikanische Bahnen machen neuerdings Versuche mit einer Fettschmierung für Kreuzköpfe. Die Kreuzköpfe erhalten zu diesem Zweck Hohlräume zur Aufnahme des Fettes, die von außen eingearbeitet und durch aufgeschweißte Deckel wieder verschlossen werden. Von diesen Hohlräumen führen Schmierkanäle zu den Schmiernuten in der Lauffläche. Das Fett wird mittels besonderer Spritzen durch verschiedene Füllstutzen eingepreßt. Beim Gleiten des Kreuzkopfes soll das Fett jeweils an den Stellen, wo der Kreuzkopf durch die Kurbelkräfte gerade angepreßt wird, infolge der beim Verbrauch auftretenden Luftverdünnung nachgesaugt und damit der Kreuzkopfsohle stets in genügender Menge zugeführt werden.

Diese Fettschmierung soll völlig ausreichend, dabei aber sehr sparsam sein. Bei einer Bahn wird das Fett nur alle zehn Tage nachgefüllt, eine andere zieht es vor, nach je etwa 500 km Fahrleistung nachzufüllen. Besonders hervorgehoben wird, daß sich auch in dem vergangenen, harten Winter Anstände mit der Schmierung nie ergeben hätten. R. D.

(Railw. Age 1929, 1. Halbj., Nr. 20.)

# Buchbesprechungen.

**Deutscher Reichsbahnkalender 1930** (4. Jahrgang). Herausgeber: Reichsbahndirektor Dr. Ing. Dr. Baumann, Berlin. Konkordia-Verlag, Leipzig.

Der Reichsbahnkalender 1930 schlägt mit dem Stichworte „Die Reichsbahn in der Gütererzeugung" besonders ergiebige Quellen fesselnder Betrachtungen an. Gut ausgeführte, klug ausgewählte Bilder verfolgen alle Zweige deutscher Gütererzeugung. Da ist die Landwirtschaft als Kunde der Eisenbahn vertreten mit Stimmungsbildern, aus denen der Duft der Heimaterde aufsteigt; eindrucksvolle Bilder maschinenerfüllter, menschenwimmelnder Großwerkstätten scheinen zu dröhnen vom Rhythmus der Arbeit; andere Bilder zeigen die Rohstoffquellen in Brüchen, Gruben und Schächten an Steinen, Erden und Salzen, an Kohle und Erz. Übersichtliche Karten der Reichsbahndirektionsbezirke zeigen die Hauptströme und die Nebenflüsse der Güterbewegung. Die Schönheit der Fahrt durch deutsche Lande ist wieder in zahlreichen Bildern leuchtend dargestellt. Ein liebenswürdiger Zug an dem diesjährigen Kalender ist, daß auch der schwere

Arbeit des Eisenbahners an vielen Stellen anerkennend gedacht st. Mit Bildern aus der Wintersnot 1928/29 geht der Kalender len Weg des Bildberichtes, ebenso mit den Darstellungen neu eitlicher Arbeitsweisen, die den unbeirrbaren Willen zum Fort chritt bei der Reichsbahn aufzeigen. So bietet der Kalender eine Fülle von Anregungen für den Eisenbahner, wie für den Mann der Wirtschaft, und Ziel des Strebens ist eine gewinnende, unaufdringliche Werbung nach innen wie nach außen. Im großen und anzen bietet der Kalender ein Bild blühenden, sprühenden Lebens, in Eindruck, der in den Tagen allgemeiner Gedrücktheit tröstlich nd verheißungsvoll wirkt. Dr. Bl.

**Die wirtschaftliche Betonmischung.** Von Dipl.-Ing. Brausewetter. Berlin 1929, Wilhelm Ernst u. Sohn, Preis 4,80 *RM*.

Der Verfasser bespricht in den ersten 16 Abschnitten zunächst ie für einen guten, wirtschaftlichen Beton erforderlichen Eigenchaften von Wasser, Zement, Zuschlagstoffen und Eisen, sowie eren Prüfung auf den Baustellen. Der reichsdeutsche Leser ndet denselben Stoff in einem vor Jahresfrist im gleichen Verge erschienenen Handbuch, nämlich in der Anweisung für Mörtel nd Beton (Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft).

Die Abschnitte 17 bis 28 behandeln die vom Verfasser it „Vorprobe" bezeichneten Bauversuche, die sofort bei Bauginn vorgenommen werden sollen, die Abschnitte 29 bis 38 ie sog. „Überprüfungsprobe", d. h. die Anfertigung und Prüfung on Probekörpern aus Bauwerksbeton. Hier findet der Leser uch Formeln für die Vorausberechnung der Festigkeit einer n Aussicht genommenen Betonmischung und damit den Weg ur Feststellung der wirtschaftlichsten Betonmischung. Der erfasser bevorzugt den nach Emperger hergestellten leichten robebalken, da dieser gegenüber dem schweren Probebalken ach den „Vorläufigen Leitsätzen des Deutschen Betonvereins" andlicher ist und die Genauigkeit der Festigkeitsergebnisse nach en Erfahrungen des Verfassers für den Bau vollkommen genügt. Er betont, was nicht oft genug gesagt werden kann, daß die Balkenprobe unerläßlich ist, um Bauführern und Arbeitern augenfällig die Wichtigkeit der Bauversuche darzutun. Er widerlegt auch die leider noch oft anzutreffende Anschauung, daß die Zementmenge für die Güte des Betons allein maßgebend sei.

Das Büchlein ist sehr wohl geeignet, das Verständnis für die Eigenschaften der Betonbaustoffe und für die Wichtigkeit der Bauversuche weiter zu heben. Claussnitzer.

**Sarrazin-Oberbeck-Höfer, Kurven-Tabellen.** 44. Auflage. Berlin 1929, Verlag von Julius Springer. Preis geb. 6.— *RM*.

Das allgemein bekannte, handliche Taschenbuch zum Abstecken von Kreisbogen zeigt sich als 44. Auflage in vollständig verjüngter Gestalt. Die Neubearbeitung hat Höfer-Altona besorgt. Eine straff zusammenfassende, sichtende Hand war da am Werke. An Kürze, Klarheit und Brauchbarkeit hat schon die allgemeine Einführung gewonnen. Auf knapp $^2/_3$ des früheren Raumes bietet sie eine gediegene Übersicht über die Absteckarbeiten, namentlich der Krümmungen mit Übergangsbogen. Ausgeschieden sind die früheren Angaben über die nachträgliche Einschaltung von Übergangsbogen, die doch kaum jemals den Weg in die Anwendung gefunden haben dürften. Mit Recht verweist Höfer für diese Aufgabe auf das Evolventenverfahren. Dagegen wurden die Korbbogen ihrer Wichtigkeit entsprechend stärker betont. In den Tafeln sind natürlich die den geometrischen Grundbeziehungen gewidmeten unverändert geblieben. Vollkommen neu bearbeitet sind dagegen die Tafeln für die Kreisbogen mit Übergangsbogen, und zwar nach den neuen Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Hier sind alle Zuordnungen von Halbmessern und Parabellängen in solcher Reichhaltigkeit zusammengestellt, daß wohl jeder vorkommende Fall erfaßt ist. Daß Höfer in dem ganzen Buche die bei ihm gewohnte, klare und fremdwortfreie Sprache spricht, sei anerkennend nebenher vermerkt. Dr. Bl.

# Verschiedenes.

Die Deutsche Reichsbahn übergibt der Öffentlichkeit eine chrift *), in der das Problem

## „Reichsbahn und Kraftwagenverkehr"

n seinen wichtigsten Punkten behandelt wird. Die Reichsbahn ah sich hierzu nicht nur durch den sich immer weiter verchärfenden Wettbewerb selbst, sondern auch durch die zahlreichen resseäußerungen und Einzelabhandlungen veranlaßt, die sich it dem gleichen Problem befaßten, und in denen teilweise die läne und Ziele der Reichsbahn unzutreffend dargestellt wurden.

Die Schrift behandelt in ihrem I. Kapitel die Auswirkungen es Kraftwagenverkehrs auf die Finanzen der Reichsbahn. Bei er für den Personen- und Güterverkehr zunächst getrennt aufemachten Ausfallberechnung kommt die Reichsbahn zu einem esamtnettoausfall, der 1929 bereits rund 410 Millionen Reichsmark etrug. Nach den Erfahrungen der vergangenen Jahre muß bei ortbestand der gegenwärtigen Verhältnisse mit einer erheblichen teigerung der Ausfälle für die kommenden Jahre gerechnet erden. Die vielfach verbreitete Meinung, daß die Reichsbahn on der Entwicklung der Automobilindustrie und der Ausbreitung es Kraftwagenverkehrs unmittelbar und mittelbar so große orteile habe, daß dadurch die Ausfälle ausgeglichen würden, ird widerlegt. Sodann wird auf die Bedeutung eingegangen, ie den Ausfällen für die Finanzlage der Deutschen Reichsbahn otz des gegen früher auch noch in den letzten Jahren gestiegenen esamtverkehrs und trotz der mit Hilfe von Tariferhöhungen esteigerten Gesamteinnahmen zukommt. Dabei wird dargelegt, aß die Reichsbahn zur Zeit über ihre unmittelbaren Betriebsusgaben und über die für Abschreibungen aufzuwendenden eträge hinaus eine Belastung in Höhe von jährlich über 4 Milliarden Reichsmark trägt.

Im II. Kapitel über das „Kostenproblem" wird zunächst uf die Frage des Selbstkostenvergleichs eingegangen. Die Grenzen er Möglichkeit, mit Hilfe des Kraftwagens den Verkehr zu tionalisieren, werden aufgezeigt. Anschließend wird in einem bschnitt „Verkehrsverbilligung aus Mitteln der llgemeinheit" dargelegt, in welch ungeheurem Ausmaß der Kraftwagenverkehr heute auf Kosten der Allgemeinheit verbilligt wird. Allein an den Straßenkosten macht die Begünstigung zur Zeit jährlich fast eine halbe Milliarde Reichsmark aus.

An der „Aufbringung der öffentlichen Lasten" ist der Reichsbahnschienenverkehr zur Zeit in Höhe von rund 28 Prozent belastet, dagegen der Kraftwagenverkehr höchstens mit 3 Prozent. Es wird die Forderung erhoben, daß beide Verkehrsarten hinsichtlich der Selbstkosten und der Aufbringung der öffentlichen Lasten einander angeglichen werden.

Im III. Kapitel werden „die Möglichkeiten einer volkswirtschaftlich gesunden Verkehrsteilung" untersucht. Den Verkehr der Privatpersonenkraftwagen anerkennt die Reichsbahn als eine im Vergleich zur Schienenbeförderung individuellere Verkehrsbedienung. Sie steht aber auf dem Standpunkt, daß es ungerecht und sozial- und wirtschaftspolitisch falsch ist, eine Verkehrsart, die fast ausschließlich von wirtschaftlich Leistungsfähigeren in Anspruch genommen wird, gegenüber dem auf dem Schienenweg der Reichsbahn bedienten Personenverkehr, in dem fast der gesamte Reiseverkehr der breiten Masse enthalten ist, steuerlich zu begünstigen.

Für den Kraftomnibusverkehr wird nachgewiesen, daß er nicht als eine Verkehrsart für sich, sondern als ein Teil des gesamten großen öffentlich und gewerbsmäßig bedienten Überlandverkehrs angesehen werden muß. Die bisherige Entwicklung hat infolge verschiedener, insbesondere mit der Konzessionsgesetzgebung zusammenhängender Umstände, zu einer erheblichen Zersplitterung im Kraftwagenverkehr und zu einem schädlichen Wettbewerb gegen die Eisenbahnen geführt. Sie hat trotz hoher Aufwendungen den abgelegenen Orten und Gegenden nicht in dem erwünschten Umfang Verkehrsverbesserungen gebracht. Es wird der Schluß gezogen, daß der Kraftomnibusverkehr im Interesse der Allgemeinheit in der Hand des Reichs vereinheitlicht werden muß, und daß zu diesem Zwecke auch die Konzessionsgesetzgebung einer Änderung bedarf. Das Abkommen Reichsbahn—Reichspost in der heutigen Gestalt soll nach der Absicht der Reichsbahn eine erste Stufe für die anzustrebende, auch im Interesse der Reichsfinanzen gelegene Vereinheitlichung sein.

Bei der Erörterung des Lastkraftwagenverkehrs

*) Herausgegeben von der Hauptverwaltung der Deutschen eichsbahn-Gesellschaft, Berlin, Voßstraße 35, Januar 1930.

befaßt sich die Schrift zunächst mit den Wirkungen der Lastkraftwagenverwendung im rein örtlichen Verkehr. Es wird dabei dargelegt, daß auch dieser Kraftwagenverkehr für die Reichsbahn mit schädlichen Folgen verbunden ist. Er führt zu einer weiteren Zersplitterung des örtlichen Fuhrgeschäfts und verteuert auf diese Weise die Kosten des Abfertigungsdienstes, insbesondere auf den großen Reichbahngüterstellen.

Für den Überlandverkehr anerkennt die Reichsbahn den Lastkraftwagen als einen verkehrswirtschaftlichen Fortschritt da, wo der Kraftwagen durch seine technische Eigenart und die Vorteile, die sich aus dieser für die Verkehrsbedienung bieten, den Verkehr an sich zieht. Sie lehnt ihn aber als volkswirtschaftlich ungesund und schädlich ab, wo er nur das Mittel ist, mit dem der einzelne aus einer künstlichen Verbilligung der Selbstkosten, aus der ungleichen Belastung der beiden Verkehrsarten für öffentliche Zwecke und aus dem nach volkswirtschaftlichen Gesichtspunkten aufgebauten Gütertarifsystem der Reichsbahn Sondervorteile zieht, die mit einer Schädigung der Allgemeinheit verbunden sind.

Bei Erörterung der Möglichkeiten einer Problemlösung im Güterverkehr wird auf die Möglichkeiten, den Kraftwagen im Dienste der Reichsbahn zu verwenden, eingegangen. Dabei wird nachgewiesen, daß solche Möglichkeiten zwar bestehen, daß sie sich aber in wesentlich engeren Grenzen halten, als vielfach angenommen wird, und daß mit Hilfe des Kraftwageneinsatzes niemals das Problem gelöst werden kann, das sich für die Reichsbahn aus dem auf Unterbietung der Tarife beruhenden Preiswettbewerb des Kraftwagens ergibt.

In dem nächsten Abschnitt wird die Auseinandersetzung zwischen beiden Verkehrsarten durch gegenseitigen Wettstreit behandelt. Hier werden die in der Öffentlichkeit in der letzten Zeit viel besprochenen K-Tarife als die einzige Maßnahme dargelegt, die der Reichsbahn zur Zeit für eine wirksame und noch wirtschaftliche Abwehr gegenüber dem ungesunden Kraftwagenwettbewerb zur Verfügung steht.

Im Schlußabschnitt wird dargelegt, daß eine Verschärfung der Konzessionsgesetzgebung unvermeidlich ist, wenn man den gegenseitigen Wettstreit der beiden Verkehrsarten im Hinblick darauf, daß er die Beförderungspreise weitgehend individualisiert, überwiegend als nachteilig für die Wirtschaft ansieht. Der eigentliche und echte Werkverkehr, d. h. der Kraftwagenverkehr der Unternehmungen für Zwecke ihres eigenen Betriebes einschließlich des Absatzes bei der Kundschaft, würde von der Gesetzgebung unberührt bleiben können, vorausgesetzt, daß auch er, wie jeglicher Kraftwagenverkehr, hinsichtlich der Selbstkosten und der Beteiligung an den öffentlichen Lasten dem Schienenweg gleichgestellt wird.

## Siemensbahn Jungfernheide—Gartenfeld.

Am 18. Dezember vorigen Jahres wurde die Siemensbahn Jungfernheide—Gartenfeld als neue Vorortstrecke der Berliner Stadt- und Ringbahn dem Verkehr übergeben. Die mit der fortschreitenden Entwicklung der Werke des Siemenskonzerns in Siemensstadt bereits auf 65000 Mann angeschwollene Belegschaft konnte zu ihren meist im Berliner Norden gelegenen Wohnstätten mit den vorhandenen Verkehrsmitteln, Straßenbahn und Spandauer Vorortbahn, trotz Staffelung von Beginn und Ende der Arbeitszeit über zwei Stunden in wirtschaftlich befriedigendem Umfange nicht mehr befördert werden. So entschloß sich der Konzern zum Bau der etwa 4,7 km langen Strecke, die mit einem besonderen Bahnsteig an den Bahnhof Jungfernheide des Nordrings angeschlossn ist, und führte denselben in eigener Unternehmung im Einvernehmen mit der Reichsbahn unter dem Kostenaufwand von etwa 14 Millionen ℳ aus. Mit Betriebsbeginn ist der Bahnkörper in das Eigentum der Reichsbahn gegen Erstattung einer festen Summe übergegangen, welche die Reichsbahn auf Grund der zu erwartenden Betriebsüberschüsse errechnet hat.

Die Einbindung der Strecke in den Bahnhof Jungfernheide der Ringbahn erforderte einen teilweisen Umbau der Gleisanlagen unter schwierigen Bauverhältnissen, so daß zur Gründung der neuen Brückenpfeiler und Bahndämme die Preßluftbauweise und die Verfestigung des Untergrundes im Spreebett auf chemischem Wege vorgenommen werden mußte. Die Spree war zweimal zu kreuzen, das zweitemal mit einer großen Brücke mit zwei Öffnungen von 52 und 70 m Spannweite. Im großen Bogen über einen 800 m langen eisernen Brückenzug geht die Bahn von Jungfernheide nach dem ersten Bahnhof „Wernerwerk", dann zum Bahnhof „Siemensstadt" und endigt mit dem Bahnhof „Gartenfeld", indem sie in dieser Weise sämtliche Werke des Siemenskonzerns und das sich anschließende Wohngelände bedient. Eine spätere Verlängerung der Bahn nach Spandau-Nord und Hennigsdorf ist vorgesehen.

Die Bahnstrecke wird im Anschluß an die elektrisierte Stadt- und Ringbahn mit 800 V Gleichstrom betrieben, der in einem Gleichrichterwerk am Bahnhof „Siemensstadt" aus dem von dem Hauptverteilungswerk „Halensee" kommenden 30 kV-Drehstrom mittelst drei Quecksilberdampf-Großgleichrichtern von je 1200 kW Leistung mit den zugehörigen Transformatoren gewonnen wird. Im übrigen gleicht die Einrichtung des Unterwerks den bereits für den Betrieb der Stadt- und Ringbahn vorhandenen. Auch die Signal- und Sicherungsanlagen und sonstigen Einrichtungen für Beleuchtung erhalten den elektrischen Strom aus dem Werk. Das Signalsystem ist auf der freien Strecke durchweg selbsttätig, in den Bahnhöfen und Weichen halbselbsttätig. Die Stellwerke in den Bahnhöfen „Jungfernheide" und „Gartenfeld" sind nur mit Personal zur Bedienung der elektrisch betätigten Weichen und Signale besetzt. Das Signal- und Sicherungssystem besitzt folgende Merkmale: 1. Selbsttätiger Block mit Gleisisolierung. 2. Dreibegriffige Lichttagessignale, um kenntlich zu machen, daß a) die nächste Blockstrecke besetzt ist (gelb-gelb), b) die nächste frei, die übernächste aber noch besetzt ist (grün-gelb), c) die nächste und die übernächste frei sind (grün-grün). Durch Reglung der Spannung ist dafür Sorge getragen, daß unabhängig von der Lage des Speisepunktes die Lichtintensität die gleiche ist. 3. Ad-Signale an allen Einfahrsignalen, die durch „rot" anzeigen, daß mit besonderem Auftrag das Signal überfahren werden kann. 4. Gefahrsignal „rot", das mit Schalter auf dem Bahnsteig betätigt wird, um den Zug anzuhalten. 5. Elektrisch-mechanische Fahrsperre, die durch Berührung eines Hebels am Triebwagen mit einer Schiene am Gleis beim Überfahren eines Haltesignals ohne Erlaubnis das Bremsventil am Triebwagen auslöst.

Auf dem Bahnhof „Gartenfeld" liegen zwischen den Hauptgleisen eine Gruppe von sechs Abstellgleisen, auf denen zur Verdichtung des Berufsverkehrs je zwei Acht-Wagenzüge hintereinander aufgestellt werden können. Die Gleisanlage wird zum ersten Male bei der Deutschen Reichsbahn durch Scheinwerfer beleuchtet, welche Beleuchtungsart gegenüber der bisherigen mit Lichtmasten bessere Lichtverteilung, größere Übersichtlichkeit und Betriebssicherheit auf den Gleisen und eine bis zu 50% betragende Stromersparnis bietet. An jedem Ende der etwa 600 m langen Gleisanlage steht ein besteigbarer, 30 m hoher Gittermast mit oberer Bühne, auf der die Scheinwerferanlage mit drei bzw. vier Reflektoren zu je 1000 Watt steht. Die Scheinwerfer senden ihr Licht gegeneinander aus. Höhe der Maste und Neigung der Scheinwerfer gegen Erdboden ist genau erprobt, um möglichst gleiche Lichtverteilung ohne Blendung zu erzielen. Die Beleuchtung ist sehr gut und die ganze Gleisanlage gut zu übersehen.

Derartige Beleuchtungen werden bereits seit mehreren Jahren in den Ver. Staaten Amerikas auf Rangierbahnhöfen angewendet. Die ersten Versuche in Europa wurden anfangs vorigen Jahres von den Siemens-Schuckertwerken in Spanien mit Erfolg aufgenommen. Mehrere Bahnhöfe werden dort bereits in dieser Art beleuchtet. Auch in Frankreich werden die guten Erfolge auf einem Rangierbahnhof bei Paris zu weiterer Einführung des Systems führen. Kürzlich ist eine Scheinwerferanlage größeren Umfangs auf dem Rangierbahnhof Troyl bei Danzig von den SSW ausgeführt und in Betrieb genommen worden. Przygode.

# Zuschriften.

Zu dem Bericht „Zugtelephonie bei der Canadian National Railway" in Heft 1, Seite 19 erhalten wir von Herrn Reichsbahnoberrat Hampke, Altona, die Mitteilung, daß die letzten Absätze nicht zutreffend sind.

Zu 1: Auch bei der deutschen Zugtelephonie findet ein Gegensprechen statt, d. h. der Sprechvorgang ist der gleiche w auf normalen Fernsprechleitungen und

Zu 2: Auch bei der deutschen Zugtelephonie ist nur ei Wagendach mit Antennen bespannt.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
85. Jahrgang 1. März 1930 Heft 5

# Zur Frage der Oberbauberechnung*).

Von Dipl.-Ing. Josef Nemesek, Budapest.

Die in den letzten Jahren ziemlich häufig durchgeführten Spannungsmessungen an Schienen haben zu der allgemeinen Feststellung geführt, daß das Zimmermannsche Rechnungsverfahren nicht ohne weiteres scharfe Zahlenwerte liefert, sondern nur zu Vergleichsrechnungen brauchbar ist, und auch da mit Einschränkungen. Dies betonte schon Schwarzkopff, auch Dr. Zimmermann selbst in einer Zeit, als noch keine Spannungsmessungen ausgeführt wurden.

Über die Ungenauigkeit der berechneten Werte der Schienendrücke scheinen keine Untersuchungen vorzuliegen, wahrscheinlich in Ermanglung direkter Messungen der Schienendrücke. Es ist aber offenbar, daß die berechneten Schienendrücke ebenso unzuverlässig sein müssen wie die berechneten Momente, mit denen sie in bekannter Beziehung stehen.

Das Besagte bezieht sich nicht etwa auf die Formel von Hoffmann oder Schwedler, die der Altmeister der Oberbauforschung, Dr. H. Zimmermann eine „näherungsweise Berechnung" nennt, sondern auf jenen Schienendruck, der nach Dr. Zimmermann „im Einzelfalle nach der Theorie des durchgehenden Trägers auf elastischen Stützen genau berechnet werden kann". Als Beweis der Behauptung sei zunächst auf die Schienendruckmeßergebnisse der amerikanischen „Special Committee on Stresses in Railroad Track" hingewiesen. In dem „Progress Report" von 1918 (Bulletin of the American Railway Engineering Association, Vol. 19, Nr. 205) finden wir auf Seite 944 eine Zusammenstellung, worin die Schwellenreaktionen (Schienendrücke) aller in Mitleidenschaft gezogener Schwellen in Vonhunderten der Radlast bei verschiedenen Oberbausorten und Laststellungen nach den ausgedehnten Versuchsreihen der Illinois Central Railroad durchgeführt sind. Wir wählen aus der Zusammenstellung zwei kennzeichnende Fälle, bei denen die Schienen 85 Pfund/Yard und 100 Pfund/Yard wogen und dabei auf Schwellen lagen, die $6\times8\times96$ Zoll und $7\times9\times96$ Zoll maßen, und zwar bei einer Schwellenentfernung von 22 Zoll; für diese Fälle berechnen wir auf dem von Zimmermann als „genau" bezeichnetem Wege die Schienendrücke.

Die Versuche fanden auf einer frisch unterstopften guten Steinschlagbettung statt und lieferten bei Einzellast über der Schwelle 18,6 % des Raddruckes über dieser Schwelle, 16,4 % über den Nachbarschwellen und dann beiderseitig je 11,2 %; 7,9 %; 3,7 %; 1,8 % über den folgenden Schwellen bei der 85 Pf.-Schiene; bei der 100 Pf.-Schiene waren diese Zahlen 17,8 % 19,3 %; 11,5 %; 5,2 %; 1,5 %.

Berechnung der Schienendruckverteilung unter der Schiene von 85 Pf.(42,2 kg/m).

Schwellenabmessungen: $17{,}8\times22{,}8\times243$ cm,

$$J' = \frac{22{,}8\cdot17{,}8^3}{12} = 10720 \text{ cm}^4.$$

Für gute Steinschlagbettung wählen wir die übliche Bettungsziffer 8 kg cm³.

Die genaue Berechnung war zur Zeit Zimmermanns umständlich; heute besitzen wir schon mehrere Hilfsmittel, die die Rechnung erleichtern. Zu Vergleichszwecken wollen wir zwei Verfahren benützen.

*a*) Tabelle von Dr. Ritter (Anwendungen der graphischen Statik. III. Band, Seite 176).

In dieser Tabelle gibt Dr. Ritter die Ordinaten der Einflußlinien des Momentes in einem Punkt A, und die des Stützendruckes im Punkt A, bei einem unendlich langen Träger auf elastisch senkbaren, gleichweit voneinander entfernten Stützen. Es kann aber auch jede Ordinate der Einflußlinie für den Stützendruck als die Wirkung einer Last betrachtet werden, die im besagten Punkte A ansetzt; somit geben die Einflußlinienordinaten über den Stützen mit 100 multipliziert gleich die Lastverteilung in Hundertteilen an.

Als Abszissen für die angegebenen Ordinaten finden wir bei Ritter die Stützen selbst. Jede Gruppe von Einflußlinienordinaten gehört zu je einem angeführten Elastizitätsmaß $\varepsilon = \frac{EIv}{Ak^3}$, wo E, I die Schienenkonstanten, k die Stützenentfernung (=Schwellenteilung), A der Stützendruck, v die elastische Senkung der Stütze ist. Für Berechnungen des Eisenbahnoberbaus benützt Dr. Ritter die Beziehung $v = \frac{A}{Cbs}$, wo C die Bettungsziffer, bs die halbe Schwellenauflagefläche ist. Für Oberbauberechnungen ist also das Dr. Rittersche Elastizitätsmaß: $\varepsilon = \frac{EI}{Cbsk^3}$.

Dieses Elastizitätsmaß aber betrachtet die Schwelle zwar als elastisch gelagert, aber auch als vollkommen starr. Will man auf den Einfluß der elastischen Durchbiegung der Querschwelle nicht verzichten, so kann man die Ritterschen Zahlen ebenfalls benutzen, nur als Elastizitätsmaß ist dann im Sinne der Zimmermannschen Rechnungen $\varepsilon = \frac{EI}{Cbk^3L}\eta_\varrho$ zu setzen, welcher Ausdruck eigentlich der sechste Teil des Zimmermannschen Nachgiebigkeitswertes der Fahrbahn ($\gamma$) ist.

Nun kehren wir zu unserem Beispiel zurück.

$$L = \sqrt[4]{\frac{4E_1I_1}{Cb}} = \sqrt[4]{\frac{4\cdot120\,000\cdot10\,720}{8\cdot22{,}8}} = 72{,}8 \text{ cm}$$

$$\varrho = \frac{75}{72{,}8} = 1{,}03;\quad \lambda = \frac{121{,}5}{72{,}8} = 1{,}67.$$

Zu diesen Werten von $\varrho$ und $\lambda$ findet man in der VI. Tabelle von Zimmermann $\eta_\varrho = 0{,}648$.

Die 85 Pf.-Schiene hat ein Trägheitsmoment von 44 Zoll⁴ d. h. 1122 cm⁴.

$$\varepsilon = \frac{EI}{Cbk^3L}\eta_\varrho = \frac{2\,200\,000\cdot1122\cdot0{,}648}{8\cdot22{,}8\cdot56^3\cdot72{,}8} = 0{,}686.$$

Zu diesem Elastizitätsmaß entnehmen wir durch Zwischenschaltung die folgenden Ordinaten aus der Ritterschen Tabelle: 0,386; 0,252; 0,083; 0,002 und daher die Schienendrücke in Hundertteilen der Radlast: 38,6 %; 25,2 %; 8,3 %; 0,2 %*). Die Abweichung von den gemessenen Werten ist rund 100 %.

*) Der Aufsatz ging uns Mitte vorigen Jahres zu, mußte aber bis jetzt zurückgestellt werden.

*) Der Überschuß über 100 % hebt sich an weiteren Stützpunkten gegen negative Auflagerdrücke auf.

Nimmt man mit Dr. Ritter die Schwelle als starr an, so ist $\varepsilon = 0{,}6$, wofür die Schienendrücke 40 %; 25,4 %; 7,8 %; — 0,2 % sind. Das größte Moment unter der Last verringert sich in diesem Falle der starren Schwelle nur von 0,287 Pl auf 0,276 Pl.

Es ist an Hand der Tabelle leicht einzusehen, dass die Ungewißheit in der Wahl von C die Abweichung nicht zu erklären vermag, denn selbst die ganz unwahrscheinliche Annahme C = 2 führt noch nicht zu einem richtigen Ergebnis.

$\beta$) Kratschkowskys Übersicht (s. Dr. Saller, Oberbauberechnung der russischen Bahnen. Organ 1928, 1. Juli). Kratschkowsky gibt wie früher schon Ritter die Ordinaten der Einflußlinien für das Moment und den Stützendruck der Schiene, aber dichter, und nicht für eine unendlich lange Schiene, sondern für ein begrenztes Stück, ferner gesondert für Feldmitte des mittleren Feldes und Feldmitte eines Seitenfeldes. Auch unterscheidet sich die russische Oberbauberechnung noch darin, daß D in Annäherung nicht zu $C.bs = C\omega$, sondern nach Petrow zu $D = \alpha\, C\, bs = 0{,}9.C.bs$ angenommen wird. Die Einflußlinien selbst werden durch den Parameter $\gamma' = \frac{B}{0{,}9\,C\,\omega}$ bezeichnet.

Der Zusammenhang von $\gamma'$ mit dem Zimmermannschen $\gamma$ läßt sich durch folgende Gleichung darstellen: $\gamma' = \frac{L}{\alpha\,\beta\,[\eta_\varrho]}\,\gamma$. Hiernach ist $\alpha = \frac{L}{s\,[\eta_\varrho]} \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma'}\right)$. Während die Russen für $\alpha$ den Wert 0,9 gebrauchen, hat Dr. J. Janicsek dafür den sehr genauen Wert $\alpha = \frac{1}{0{,}65 + \frac{40}{L}}$ abgeleitet*). Für Rechnungen überschlägiger Art schlägt er vor $\alpha = 0{,}8$ zu wählen, welche Zahl für Schwellenlängen von $2\,s = 200$ cm bis $2\,s = 300$ cm brauchbar ist. Benützt man in Abkürzung der Zimmermannschen Berechnung die Janicseksche Gleichung $[\eta_\varrho]' = 0{,}65\,\frac{L}{s} + \frac{40}{s}$ mit dem Rechenschieber, so ist eine größere Annäherung an die Zimmermannschen Ergebnisse möglich als mit dem Rechenverfahren von Diehl**).

Nun kehren wir zurück zur amerikanischen 85 Pf.-Schiene. Es ist hier mit früheren Werten $\gamma' = \frac{B}{0{,}9\,\omega\,C} = 4{,}20$. Durch Interpolation in der russischen Übersicht III zwischen $\gamma = 4$ und $\gamma = 5$ erhalten wir für die Stützpunktgegenkräfte 0,3855 Pk, 0,2519 Pk, 0,0844 Pk; — 0,0028 Pk, also fast genau die unter Zugrundelegung des genau ermittelten Elastizitätsmaßes gefundenen Ritterschen Zahlen, die aber leider durch die Erfahrung nicht gedeckt werden.

2. Berechnung der Schienendruckverteilung unter der Schiene von 100 Pf. = 49,6 kg/Metergewicht.

Wir führen zunächst die Resultate an, wie sie nach den oben ausgeführten Verfahren erhalten worden sind.

$\alpha$) Amerikanische Versuche:
1,5 %; 5,2 %; 11,5 %; 19,3 %; 24,8 %; 19,3 %; 11,5 %; 5,2 %; 1,5 %.

$\beta$) Berechnung nach der Ritterschen Tabelle mit der Zimmermannschen Zahl $\gamma$:
1. 2,2 %; 10,5 %; 24 %; 33 %; 24 %; 10,5 %; 2,2 %.
2. 4 %; 11,9 %; 22,5 %; 29 %; 22,5 %; 11,9 %; 4 %.

$\delta$) Berechnung nach Kratschkowsky:
$\left(\gamma' = \frac{136\,800}{0{,}9\,.\,8\,.\,2480} = 7{,}65\right)$
1,7 %; 9,7 %; 22,7 %; 33,3 %; 22,7 %; 9,7 %; 1,7 %.

Erläuterungen zu $\beta$ 1. Die Abweichung des berechneten Wertes 33 % in der Reihe 1 vom tatsächlichen Wert 24,8 % ist 33 %, also günstiger als im Falle der 85 Pf.-Schiene. Das Ergebnis kann noch günstiger gestaltet werden, wenn man die Zusammendrückbarkeit der Holzschwellen nicht außer Acht läßt.

Die Zusammendrückbarkeit der Schwelle bedeutet eine weitere Senkung der Stützpunkte des durchgehenden Trägers außer derjenigen, die durch die Zusammendrückung der Bettung unter dem Bettungsdruck entsteht.

Das Rittersche Elastizitätsmaß steht im geraden Verhältnis zur Senkung des Stützpunktes $y_r$ (bei ihm v genannt) und dieses besteht nach obigem aus zwei Teilen: $y_r = y_r' + y_r''$. Wird der noch unbekannte Schienendruck mit A bezeichnet, so bestehen gesondert die Gleichungen $y_r = \frac{A}{D}$; $y_r' = \frac{A}{D'} = \frac{A}{C\,b\,L}\,\eta_\varrho$; $y_r'' = \frac{A}{D''} = \frac{A}{\beta\,F}$, wo F die Auflagefläche der Unterlegplatte ist, und $\beta$ nach bekannten Versuchen von Weber zu 70 kg/cm² gewählt werden kann. Aus obigen Gleichungen folgt die bekannte Beziehung $\frac{1}{D} = \frac{1}{D'} + \frac{1}{D''}$.

In unserem Beispiel war $D' = 17{,}7$ t. D'' kann wegen 70 kg/cm² × 16 cm × 22 cm zu 24,6 t angenommen werden, somit $\frac{1}{D} = \frac{1}{17{,}7} + \frac{1}{24{,}6}$, so daß D = 10,3 t ist. (Immer mit Rechenschieber gerechnet.)

Es wird dann weiter $\gamma = \frac{136{,}8}{10{,}3} = 13{,}2$ und $\varepsilon = 2{,}2$.

Die zu diesem Elastizitätsmaß aus der Ritterschen Tabelle erhaltenen Zahlen $\frac{A}{P}$ haben wir in Reihe 2 angeführt.

Die Abweichung (29 zu 24,8) von der im Versuchswege gefundenen Zahl ist nunmehr nur 17 % gegenüber 33 % bei Nichtbeachtung der Zusammendrückbarkeit der Holzschwelle!

Es ist somit in der Ausübung bei Benutzung der Rittertabellen oder der Kratschkowskyschen Übersichten unerläßlich, auch die elastische Zusammendrückung der Schwelle in die Rechnung in angegebener Weise mit einzubeziehen.

Wenn auch 17 % eine nicht unansehnliche Abweichung darstellt, so könnte man doch eine gewisse Eignung des Rechenverfahrens nicht in Abrede stellen. Aber im Falle der 85 Pf.-Schiene ist die Abweichung der errechneten und der im Versuchswege gefundenen Werte trotz der Miteinbeziehung der elastischen Höhenverminderung der Schwelle noch immer sehr hoch.

Es ist in diesem Falle B = 84,3 t, $D' = \frac{8.22,8.72,8}{0,648} = 20,$
$D'' = 24{,}6$ und D = 11,2 t, somit $\gamma = 7{,}53$ und $\varepsilon = \frac{\gamma}{6} = 1,$

In diesem Falle ergibt sich folgende Verteilung der La: 2,1 %; 10,4 %; 24,1 %; 33,6 % 24,1 %; 10,4 %; 2,1 %, w immer noch 80 % Abweichung bedeutet.

Die Ursache der Abweichung könnte auch in der U- gewißheit einiger mehr geschätzten als gemessenen Zahlenwe

*) Erschienen in der ungarischen Zeitschrift „Technika", Jahrgang 1924.

**) Es ist nach Dr. Janicsek $\gamma = \frac{B}{C\omega}\left(0{,}65 + \frac{40}{L}\right)$, wo L nach Zimmermann $\sqrt[4]{\frac{4\,E_1\,I_1}{C\,b}}$ ist. Wenn man schon nach Zimmermann das Moment rechnet, sollte man die Schwellenform nicht außer acht lassen, wozu das angegebene einfache Verfahren Janicseks gleichfalls die Möglichkeit bietet.

rmutet werden. Dem ist aber nicht so. Gewisse Unsicher-
iten bergen nur die Werte E, C und D. Die Ursache der
bweichung ist der sich rechnerisch zu niedrig ergebende Wert
n $\gamma$. Nimmt man E möglichst groß (mit E = 2200000 kg/cm²
langt man schon zur Grenze) und C, sowie D′ und D″
öglichst niedrig an, so schafft man für die Annäherung der
chnerisch ermittelten Werte an die Versuchsergebnisse die
nstigsten Bedingungen. Wählt man in unserem Beispiel
e ganz unwahrscheinlichen Werte C = 4 kg/cm³ und mit
st D″ min = 14 t, so ist D′ = 0,9 . 4 . 22,8 . 121,5 = 10 t
d D = 5,83 t, wobei bemerkt sei, daß Löwe als kleinsten
ert für D überhaupt 6,0 t annimmt. Mit diesen Werten
rd $\gamma = \frac{84,3}{5,83} = 14,5$ und $\varepsilon = 2,4$, woraus sich dann
lgende Verteilungsreihe ergibt: 4,3 %; 12 %; 22,3 %; 28,6 %;
,3 %; 12 %; 4,3 %.

Die Abweichung (28,6 zu 18,6) ist aber auch in diesem
lle noch 53 %!

Hält man Umschau unter namhafteren Oberbauforschungs-
beiten, so findet man selbst heute keine genauere und zu-
rlässigere Arbeit als die Wasiutynskis an der Wien-
arschauer Bahn in den Jahren 1897/98. Untersuchen wir nun
ch an den Ergebnissen dieser vorbildlichen Forschung die
rteilung des Schienendruckes.

Wasiutynski maß mit optischen Mitteln die ver-
hiedensten Senkungen und Lageveränderungen der Teile
iner Versuchsoberbauanordnungen. Er bestimmte auch für
ese genau die „berichtigte Schwellen-Unterlageziffer", und
war für den von uns im folgenden näher betrachteten Ober-
u IVa zu C = 4,8 und für den Oberbau V zu C = 3,4.
s soll sogleich bemerkt werden, daß uns heute diese Zahlen
er zu niedrig erscheinen, da sie sich auf Granitsteinschlag mit
scher Unterkrampung bezogen haben. Allein eine Ver-
größerung der Bettungsziffer C wirkt noch ungünstiger in
esem Falle auf die Übereinstimmung von Rechnungs- und
essungsergebnissen.

Wasiutynski suchte mit seinen Versuchsergebnissen die
mmermannsche Rechnungsweise möglichst zu bestätigen.
enn er auch ausgesprochen hat, daß die verschiedenen
erechnungen des Oberbaues lediglich nur eine näherungs-
eise Lösung der allereinfachsten Fälle der äußerst schwierigen
ufgaben ermöglichen, so suchte er doch bei jeder Gelegenheit
e Ursachen der Abweichungen der Versuchswerte von den
echnungswerten zu ergründen und somit die Berechnung zu
chtfertigen. Mißgriffe scheinen bei diesem Bestreben zu
ner Zeit kaum vermeidbar gewesen sein.

Die Zimmermannsche Momentenformel konnte Wasiu-
nski in Ermangelung von Spannungsmessern nicht erproben;
r Schienendruck, Lastverteilung, Schwellensenkung,
hienenbiegung waren den Messungen zugänglich.

Bezüglich der Schienendrücke findet Wasiutynski bei
m Oberbau IVa (Schienen von 38,0 kg/m mit 12,0 m Länge
i 85 cm größtem Schwellenabstand, 15 × 25 × 270 cm
hwellen in Granitsteinschlag von 68 cm Tiefe, C = 4,8) für
n „durchschnittlich größten Druck der Schiene auf die
hwelle für eine Tonne des Raddruckes" der Lokomotive
43 mm. Bei dem Oberbau V (31,45 kg/m, 9,0 m lange
hienen, Schwellen und Bettung wie bei IVa, 75 cm größte
hwellenentfernung, C = 3,4) findet er 0,41 mm. Dann
hreibt Wasiutynski: „Es wäre erwünscht, die oben vor-
führten, aus den Beobachtungen abgeleiteten Schlußfolge-
ngen mit theoretischen, für statische Belastung ermittelten
erten des größten, auf die Schwelle wirkenden Druckes zu
rgleichen. Die diesbezüglichen bekannten Formeln von
hwedler, Hoffmann u. a. sind aber leider auf ganz will-
irliche, mit der wirklichen Verteilung der Lasten nicht über-
einstimmende Annahmen gestützt." Wasiutynski hilft sich dann weiter doch so, daß er „wegen der beschwerlichen Ermittlung für jeden einzelnen Fall der genauen Werte der Stützendrücke", ein Mittel bildet zwischen dem Hoffmannschen und Astschen Schienendruck und diesen mit den bereits angezeigten, im Versuchswege gefundenen Werten vergleicht. Er findet zwar eine Abweichung von 20 %, aber die gleichmäßigkeit dieser Abweichung beruhigt ihn über die Zuverlässigkeit der theoretischen Ermittlung des Stützendruckes und er bemerkt anschließend: „Daß diese theoretischen Stützendrücke größer sind als die Werte, welche aus den Beobachtungen der durchschnittlichen größten Druckbelastungen der drei Lokomotivräder ermittelt wurden, erklärt sich aus der Annahme unendlich vieler, statt dreier Stützen für Benutzung der theoretischen Formel."

Die beklagte beschwerliche Ermittlung der Stützendrücke auch für den Fall der Versuchsbelastung und auch unter Zugrundelegung „unendlich vieler statt dreier Stützen" ist heute schon eine ganz leichte Aufgabe, und mit den auf dieser Grundlage berechneten Zahlen sollen die angegebenen Versuchswerte verglichen werden.

Wasiutynski gibt für Oberbau IVa $\gamma = 2,12$ und für Oberbau V $\gamma = 2,14$ an*), wobei die Zusammenpressung der Schwellen genau mit eingerechnet ist. Wir haben dann $\varepsilon_{VIa} = 0,353$ und $\varepsilon_V = 0,357$. Wegen der ganz geringen Abweichung beider Werte kann für beide Oberbauformen mit Hilfe der Ritterschen Tabelle eine gemeinsame Einflußlinie

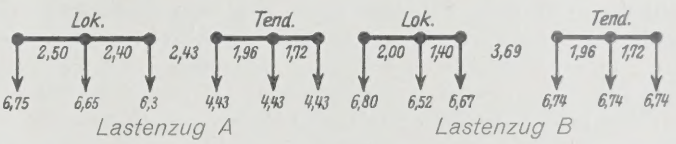



Abb. 1.

gezeichnet werden, nur ist die Einheit der Abszisse im ersten Fall 85 cm und im zweiten 75 cm. Die Ordinaten sind für x = 0, x = 1, x = 2, x = 3 der Reihe nach 0,454; 0,255; 0,052 und − 0,015.

Wasiutynski arbeitete hauptsächlich mit zwei Lokomotivtypen (A und B) deren Lastenzüge in Abb. 1 angegeben sind. Er gibt aber niemals an, welche Durchschnittssenkung unter den einzelnen Achsen gefunden worden ist, sondern nur das Mittel der Senkungen unter je drei Achsen der Lokomotive oder des Tenders, wozu er auch einen Grund erwähnt. Die Ungewißheit bei der Auswertung seiner Messungsergebnisse rührt aber hauptsächlich davon her, daß er von verschiedenen Lokomotivtypen die durchschnittliche größte Senkungen bildet (in cm/t). Es ist aber klar, daß die verschiedenen Achsstände einen bestimmenden Einfluß auf die Senkung ausüben. Die Bedeutung des Einflusses ist auch aus folgendem Beispiel zu ersehen. Wenn man die angeführte Einflußlinie für den Wasiutynskischen Oberbau IVa mit den Lokomotivachsen des Lastenzuges A belastet, die gefundenen Ordinaten mit den entsprechenden Radlasten multipliziert und ihre Summe mit dem Lokomotivgewicht dividiert (diesen Weg schlug Wasiutynski mit den Meßergebnissen ein), so bekommt man für den durchschnittlich größten Schienendruck für 1 t Lokomotivgewicht 454 kg; derselbe Vorgang aber bei der Lokomotive B liefert schon 521 kg! Die Tender liefern bei solcher Berechnung für 1 t Raddruck 472 kg bzw. 473 kg größten Schienendruck. Bei Oberbau V sind diese Zahlen in derselben Reihenfolge ungefähr 445 kg; 463 kg; 445 kg; 445 kg (von kleineren Einflüssen abgesehen).

*) Für andere Versuche Wasiutynskis führen wir die Rechnung nur deshalb nicht durch, weil die Zahlen $\gamma$ nur für Oberbau IVa und V angegeben sind.

Wasiutynski gibt für die Lokomotiven die im Versuchswege gefundenen Werte 0,43 und 0,41 für den Schienendruck $\frac{P}{G}$ an bei Oberbau IVa und V. Nimmt man ziemlich berechtigterweise eine ungefähr gleiche Anzahl von Fahrten der Lokomotive A und der Lokomotive B an, so sind die theoretisch gefundenen Zahlen $\frac{45{,}4+52{,}1}{2}$ und $\frac{44{,}5+46{,}3}{2}$, d. h. 48,75 bzw. 45,4. Die Abweichung beträgt etwa 10%; allerdings ist die Übereinstimmung besser als mit den aus der von Wasiutynski gewählten Formel berechneten Schienendrücken.

Die Übereinstimmung zwischen Versuch und Theorie wäre, wenn die Annahme der Gleichheit der Anzahl von Messungen zutrifft, unter beiden Lokomotiven leidlich gut, wenn die von Wasiutynski leider nur zur Hälfte im Versuchsweg gefundenen und angegebenen Schienendrücke einwandfrei wären. Es wurden aber nur die Senkungen der Schwellen oder Schienen und die Bettungsziffer gemessen. Die durchschnittlichen Werte der größten Senkungen der Schwellen an den Schienenauflagern unter der Lokomotive sind für jede Schwelle eines Schienenpaares und für die verschiedenen Versuchsoberbauformen gesondert angeführt in seiner Zusammenstellung II*). Zur Ermittlung des Schienendruckes wurde dann das Mittel der Senkungen aller Schwellen unter einem Schienenpaar gebildet. Es ist aber der Schienendruck (desgleichen die Schwellensenkung) bei den Stoßschwellen und bei den neben diesen liegenden Schwellen aus mehrfachen Gründen verschieden von dem Schienendruck und den Senkungen der mittleren Schwellen, wo andere Schwellenabstände herrschen. Ein durchschnittlich berechneter Schienendruck für eine Schienenlänge erscheint überflüssig und leicht irreführend es sollte besser der Schienendruck vielmehr für eine bestimmte angegebene Schwellenentfernung angegeben werden, also für den Schwellenabstand der Mittelschwellen. Wasiutynski selbst gibt bei Besprechung der Durchbiegung der Schiene als Mittelabstand den Abstand der mittleren Schwellen an und läßt auch die Durchbiegung der Endfelder außer Betracht. Indem wir nun ebenso für den Schienendruck verfahren, lassen wir in Wasiutynskis Zusammenstellung II die Senkungen der ersten und letzten beiden Schwellen eines Gleisrahmens aus der Mittelbildung aus, und erhalten die größte Senkung zu $y_r = 0{,}0336$ cm/t (statt 0,0316) bei Oberbau IVa und zu 0,040 cm/t (statt 0,0384) bei Oberbau V.

Weiter hat Wasiutynski bei Ermittlung des Schienendruckes die Zusammendrückung der Schwellen außer Betracht gelassen. Er nimmt $D = D' = C\,\omega\,\frac{y_m}{y_r}$, wo $\omega$ die halbe Schwellenfläche bedeutet, und findet für Oberbau IVa: D = 13,7 t und für Oberbau V: 10,6 t. Es ist aber D erst aus $\frac{1}{D} = \frac{1}{D'} + \frac{1}{D''}$ zu berechnen. Bei anderer Gelegenheit aber gibt Wasiutynski D'' zu 46,2 bzw. 222 (!?) Tonnen an. Bei diesen Zahlen macht sich aber folgendes Bedenken geltend.

Die Verdrückung der Schwelle leitet Wasiutynski aus der Formel $\delta = \frac{P\,h}{G\,E''\,\omega'}$ her, wo h die Schwellenhöhe ist und $\omega'$ die Fläche, welche den Schienendruck aufnimmt. Er führt für Eichenholz bei Druck rechtwinklig zu den Fasern $E'' = 15$ t/cm² ein. Für Schwellen ist diese Zahl entschieden zu groß, wenn nach der angeführten Formel gerechnet wird, was die Versuche von Weber und Bräuning beweisen.

Nach Weber ist für Weichholzschwellen 0,43 cm = 29,5 kg/cm² × 15 : E'', wobei E'' = 0,975 t/cm² und für Hartholzschwellen E'' = 1,5 t/cm², somit der zehnte Teil des Wertes, den Wasiutynski benützt.

Nach den Versuchen von Bräuning läßt sich für oben angegebene Formel E'' zwischen den Grenzen 1,05 bis 3,15 t/cm angeben, wenn man den größten Schienendruck zu 50 v. H. des Raddruckes annimmt (Webers Versuche waren direkte Versuche: die aufgebrachte Last selbst war der Schienendruck, während Bräuning seine Versuche auf dem Gleise vollführte). Für Eichenholz beobachtete Bräuning nur den dritten Teil der Zusammendrückung von Weichholzschwellen, somit läge E'' zwischen 3,15 t/cm und 9,45 t/cm, deren Mitte 6,3 t/cm ist. Da aber der tatsächliche Schienendruck kaum die Hälfte des Raddruckes erreichen konnte, wird das mittlere Elastizitätsmaß unterhalb 6,0 t/cm² gewesen sein.

Bei Oberbauversuchen, die größere Genauigkeit anstreben, sollte immer die tatsächliche Zusammendrückung der angewandten Schwellen gemessen werden, da ihre theoretische Ableitung zu ungewiß ist. Auch sollten die gewiß beträchtlichen Einflüsse von Nässe und Trockenheit auf die Änderung der Elastizitätszahl festgestellt werden. Es sei auch bemerkt, daß die Zahl E'' für das Holz wie die im Rahmen der oben angegebenen bekannten Näherungsformel erscheint, nicht das Elastizitätsmaß selbst ist, weil die Kraftlinien des Druckes schief verlaufen, d. h. es kann in der Formel nicht die gewöhnliche Elastizitätszahl angewandt werden, sondern nur eine Zahl, die aus Schwellenverdrückungsversuchen hergeleitet wurde.

Wasiutynski bekam rechnerisch natürlich zu geringe Werte für die Schwellenverdrückungen: kaum 0,1 mm für seine schwersten Lasten (bei Oberbauarten II bis IVa). Direkt maß er leider mit seinen genauen Meßverfahren die Verdrückung der Schwellen nicht.

Wasiutynski berechnet den Schienendruck $\frac{P}{G}$ durch den Ausdruck $y_r D$. Für D ist aber $\frac{D'\,D''}{D'+D''}$ maßgebend und nicht nur D'; weiter sahen wir, daß für D'' die an anderer Stelle angegebenen berechneten Werte von Wasiutynski zu hoch sind. Nimmt man $E'' = 6{,}0$ t/cm² nach den Versuchen von Bräuning an, so hat man noch eher zu hoch gegriffen. Doch da es sich sicher um neuverlegten Hartholzschwellen handelt, nehme man $E'' = 6{,}0$ t/cm² an; es wird dann D'' = 114 bzw. 57,8 t (Oberbauart IVa bzw. V) und D = 12,2 t bzw. 8,95 t (statt 10,5 bzw. 10,2 t bei Wasiutynski).

Weiter ist aber auch eigentlich $\frac{P}{G} = (y_r + \delta)\,D$, wo die tatsächliche durchschnittliche Zusammendrückung der Schwellen pro Tonne Radlast (G) bedeutet

$$\left[y_r = \frac{P}{D'\,G};\ \delta = \frac{P}{D''\,G},\ \text{wovon}\ (y_r+\delta) = \frac{P}{G}\left(\frac{1}{D'}+\frac{1}{D''}\right) = \frac{P}{DG}\right.$$

Mit $E'' = 6{,}0$ t/cm² erhält man für ein wahrscheinliches

$0{,}45\,\frac{1000.15}{6000.285} = 0{,}003744$ cm für Oberbauart IVa und

$0{,}42\,\frac{1000.15}{6000.145} = 0{,}00722$ cm für Oberbauart V.

Somit wird

$$\frac{P}{G} = (0{,}0336 + 0{,}00384)\ 12{,}2 = \mathbf{0{,}457\ t}$$

$$\frac{P}{G} = (0{,}040 + 0{,}00722)\ 8{,}95 = \mathbf{0{,}422\ t}$$

Wasiutynskis Ableitungen waren dagegen

$$\frac{P}{G} = 0{,}0316.13{,}7 = 0{,}43$$

und

*) Organ 1899, Ergänzungsheft: Alexander Wasiutynski, „Beobachtungen über die elastischen Formänderungen des Eisenbahngleises". S. 302.

$$\frac{P}{G} = 0{,}0384 \cdot 10{,}6 = 0{,}41;$$

ie Abweichungen sind kleiner als man erwarten konnte, eil die verschiedenen Abweichungen der Rechnungen inander z. T. ausglichen. Dennoch scheint die vorliegende rmittlung des Schienendruckes zum Vergleich mit theoretisch bgeleiteten Größen günstiger zu sein. Unter Zugrundelegung er von Wasiutynski angegebenen Nachgiebigkeitszahlen er Fahrbahn ($\gamma = 2{,}12$ und $2{,}14$) erhielten wir für $\frac{P}{G}$ die ahlen 0,4875 und 0,454, zu denen die eben gefundenen erbesserten Zahlen 0,457 und 0,427 näherstehen als die von Vasiutynski „halbempirisch" gefundenen 0,43 bzw. 0,41.

Auf Grund oben vorgeführter Betrachtung über das aßgebende D sind aber auch die von Wasiutynski angeebenen Werte von $\gamma$ verbesserungsbedürftig. Wir erhalten it den oben bereits abgeleiteten Zahlen von D für Oberbau IVa $= \frac{22{,}3}{12{,}2} = 1{,}83$ und für Oberbauart V $\gamma = \frac{21{,}8}{8{,}95} = 2{,}44$. Die influßlinien erhalten in diesen Fällen ($\varepsilon_{IVa}=0{,}305$; $\varepsilon_V=0{,}407$) s größte Ordinaten die Werte 0,474 und 0,442 statt 0,454 nd 0,454. Rechnet man auf einen gleichen Einfluß der chseneinspannungen wie oben bei der ersten Einflußlinie efunden, so wird der durchschnittliche Schienendruck unter eiden Lokomotivarten angenähert 0,507 bzw. 0,442 gegenber den „halbexperimentell" ermittelten 0,457 bzw. 0,422.

Die Abweichung der theoretisch ermittelten Schienenücke ist in diesem Fall schon etwas kleiner, sie beläuft sich uf 11% und 3,4%; allerdings besteht auch eine gewisse nsicherheit der Unterlagen (Verschiedenheit der Lokootiven unter denen gemessen wurde und mangelnde Messung er Schwellenverdrückung).

Wasiutynski vergleicht seine aus den Beobachtungen efundenen Schienendrücke mit (wie er schreibt) „bloß äherungsweise richtigen" theoretischen Werten (seine leichung .... 10), die für die sechs Versuchsoberbauten urchgängig um 18 bis 21% größer sind, als die vorbezeichneten. r schreibt ferner: „Das fast unveränderliche Verhältnis der eiden Reihen (Schienendruck nach der Beobachtung und ach Gleichung 10) von Werten, welche auf so verschiedene eise ermittelt wurden, läßt die oben angeführten Voraustzungen sowohl betreffs der Größe der Bettungsziffer für die berbauarten I und IV, als auch der theoretischen Ermittlung s größten Stützendruckes als zuverlässig erscheinen."

Der Vergleich mit den berichtigten Schienendrücken ach der Beobachtung" scheint dieses unveränderliche Verltnis ungünstiger zu gestalten, weil ihre Unterschiede unternander größer sind*). Eine Folgerung vorgeführter Art läßt ch selbstredend nur Schlüsse begrenzter Gültigkeit zu. Es i aber auch folgende lehrreiche Stelle aus der angegebenen rbeit Wasiutynskis vorgeführt, ohne auf die Einzelheiten r Angaben und deren Herleitung einzugehen: „Aus Zummenstellung III ist ersichtlich, daß die beobachteten nkungen der Schwellen für die leichteren Schienen um 17% ößer und für die schwereren um 22 bis 33% kleiner sind als e nach Zimmermann berechneten. Somit ist der Einuß der Schienenverstärkung auf die Steifigkeit des berbaues nach den Beobachtungen bedeutend größer s nach der Theorie. So z. B. sollte der Übergang von ,45 kg/m schweren und 6,0 m langen zu 38 kg/m schweren nd 12,0 m langen Schienen der Theorie nach eine Vermehrung r Steifigkeit des Gleises bloß um 8,5% bewirken, in Wirklichkeit wächst die Steifigkeit aber um 39%. Die Vergrößerung der Steifigkeit, welche durch Ersetzen der 2,44 m langen Schwellen durch 2,70 m lange bei gleichen Schienen erzielt wird, beträgt der Theorie nach bloß 5,5%, in Wirklichkeit aber 11%. Bei gleichzeitiger Anwendung beider Verbesserungen steigt die Steifigkeit der Theorie nach bloß um 14%, in der Wirklichkeit um 50%."

In der Tat, es scheint die Theorie doch nicht ausreichend zuverlässig zu sein. Daß verschiedentliche Erklärungen für die Abweichungen zu geben versucht werden, bessert eigentlich kaum die üble Sachlage.

Um die Versuchsergebnisse „mit denen der theoretischen Untersuchung zu vergleichen", berechnete Wasiutynski noch die Pfeile der größten Einbiegung der Schiene zwischen zwei Schwellen, und das Maß des Unterschiedes zwischen der Senkung der Schiene mitten zwischen den Schwellen und über den Schwellen, welche Größen er im Versuchswege direkt messen konnte. Das Ergebnis des Vergleiches ist kläglich. Bei den Biegungspfeilen weist Oberbau V 20% und Oberbau IVa 55% Abweichung vor, und Wasiutinski schreibt: „Der Grund, weshalb der Biegungspfeil bei Oberbau IVa größer ist als bei V, ist um so weniger erklärlich, als die Schiene bei Oberbau IVa auf Unterlegplatten ruht, welche dem Eindrücken der Schiene in die Schwelle bei der Biegung entgegenwirken, weswegen der Stützpunkt der Schiene auf jeder der Schwellen näher an die Schwellenkante rückt, und somit die belastete Stützweite geringer wird" (S. 313 a. a. O.). Wie die Rechnung zeigt, hilft auch die Einführung unserer weiter oben abgeleiteten berichtigten Werte von $\gamma$ zu keinen günstigeren Ergebnissen.

Betreffend die Unterschiede der Senkung der Schiene schreibt Wasiutynski: „Somit sind die aus den Beobachtungen ermittelten Unterschiede zwischen der Senkung der Schiene mitten zwischen den Schwellen und über den Schwellen 2,2 bis 2,6mal größer, als die entsprechenden theoretischen Werte." Führt man in die Berechnung die berichtigten Werte von $\gamma$ und D ein, so sind noch immer große Abweichungen zwischen Meßergebnissen und Berechnungen vorhanden.

Es wurde im vorhergehenden ausreichend bewiesen, daß die Ergebnisse von einwandfreien Versuchen kaum mit den heute üblichen Rechnungsverfahren verfolgt, verglichen, oder erklärt werden können, somit liefert dieses Rechnungsverfahren mangelhafte Ergebnisse. Die Ansprüche an die Zuverlässigkeit und Genauigkeit von Oberbauberechnungen waren ja nie übertrieben, aber das eingehendere Studium der Wasiutynskischen Versuche hätte schon früher eine gewisse Unzufriedenheit mit den Grundlagen des heute noch üblichen „genauen" Rechenverfahrens wachrufen müssen. Heute weiß man ja schon, daß die alte Momentenformel nach Winkler öfter der Wahrheit noch näherkommende Werte liefert als die „genaue" Methode.

Unwillkürlich entsteht die Frage, ob es überhaupt ein Rechenverfahren gebe, das sich den Messungen besser anschmiegende Resultate liefere. Ich glaube doch. Die Amerikanische Studiengesellschaft für Oberbauforschung hat mit dem auf das Querschwellengleis angewendeten Rechnungsverfahren des Langschwellengleises die besten Erfahrungen gemacht. Das Verfahren ist aber auch ebensogut für weniger steife Oberbauarten als die amerikanischen mit vollem Nutzen anwendbar; angezeigt aber ist es, die Zusammendrückbarkeit der Schwellen und den Einfluß der Querschnittgrößen der Querschwellen in Rechnung zu ziehen, was die Amerikaner anscheinend unter-

*) Wasiutynski rechnete, wie festzustellen ist, in seiner eichung 10) bei Oberbauart IVa mit $\gamma = 1{,}425$ und Oberbauart V it $\gamma = 1{,}645$. Woher Wasiutynski diese Zahlen nimmt, läßt ch nicht feststellen, um so weniger, da er ja die $\gamma$ zu 2,12 und 14 berechnete (S. 312 a. a. O.)

*) Sie verweisen bezüglich der Ableitung der Grundgleichungen auf das Werk von Föppl „Technische Mechanik" III. Band. Die erste ausführlichste Behandlung des Problems gab natürlich Zimmermann, in dessen grundlegendem Werk auch einschlägige Literaturangaben zu finden sind.

lassen haben. Die Amerikaner arbeiten*) mit dem Grundwerte $x_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt[4]{\frac{4EI}{u}}$ und berechnen das größte Moment mit $M_1 = 0{,}318\,Px_1$. Ferner die größte Senkung des Gleises mit $y_1 = -\frac{P}{\sqrt[4]{64\,E\,I\,u^3}}$ und den größten Druck unter dem Rade zu $p_1 = -uy_0$ und endlich die größte Spannung unter Einzellast mit der Formel: $\sigma = \frac{0{,}353}{W'}\sqrt[4]{\frac{EJ}{u}}$. u bedeutet einen elastischen Beiwert, der den Druck angibt, der notwendig ist für die Längeneinheit des Gleises, um eine Einsenkung gleich der Längeneinheit hervorzubringen.

Will man die zwei angedeuteten Verbesserungen anbringen, so ist bei $E_E = 2150000$ kg/cm² mit den früheren Bezeichnungen

$$\frac{1}{u} = \frac{k}{\frac{\alpha c b l}{2}} + \frac{k}{D''} = \frac{k}{D} \quad \ldots\ldots\ldots 1)$$

und

$$J = J' + \alpha\frac{E_H}{E_E}\frac{lJ''}{2k} = J' + \lambda\frac{J''l}{k}$$

und daher

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{J'k + \lambda J''l}{D}} \quad \ldots\ldots\ldots 2)$$

Hierin ist k der Schwellenabstand, $bl = \omega$ die Schwellenauflagefläche, I und I'' das Trägheitsmoment der Schienen bzw. der Schwellen. Die Schienenbeanspruchung ist dann

$$\sigma_0 = \frac{0{,}318\,P\,x_0}{W' + \frac{\lambda W''l}{k}\cdot\frac{h}{2e}} \quad \ldots\ldots\ldots 3)$$

wo W' und W'' die Widerstandsmomente der Schienen bzw. der Holzquerschwellen bezeichnen, und ebenso h die Schwellenhöhe und e die Entfernung der gespanntesten Schienenfaser von der neutralen Achse. Es kann in üblicheren Fällen zur Annäherung $\lambda = 0{,}86\frac{110000}{2150000} = 0{,}022$ und $\frac{h}{2e} = 1$ bis 1,1 gesetzt werden.

Der Druck (auch negative Bodenreaktion) unter der Last auf 1 cm Breite der Schiene ist dann weiter auf eine Tonne

$$p_0 = \frac{1000}{2{,}55\,x_0}\ \text{kg/cm.t.} \quad \ldots\ldots\ldots 4)$$

und die größte Senkung

$$y_0 = \frac{p_0\,k}{D} \quad \ldots\ldots\ldots 5)$$

Erproben wir nun zunächst das angegebene Verfahren an den Meßergebnissen Wasiutynskis.

Oberbauart IVa. Da D früher zu 12,2 t gefunden ward und $\lambda$ unter der vierten Wurzel im Durchschnitt statt 0,022 zu 0,03 angenommen werden kann, weil Wasiutynski immer mit $E_E = 2000000$ rechnet und harte Schwellen in Betracht kommen, ist

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{J'k + J''k\,0{,}03}{D}} =$$

$$= 42{,}2\sqrt[4]{\frac{1141.85 + 0{,}03.7000.270}{12200}} = 79{,}5\ \text{cm}$$

$$p_0 = \frac{1000}{2{,}55\,.\,79{,}5} = 4{,}94\ \text{kg/cm.t}, \quad y_0 = p_0\frac{k}{D} = 0{,}0344\ \text{cm/t}.$$

Es ist somit die Senkung unter einer Tonne einer freien Achse 0,344 mm. Wasiutynski gibt aber die durchschnittliche Senkung unter einer Tonne der Lokomotivtypen A und B an, wobei er noch bemerkt, daß sie ungefähr die gleiche Anzahl von Probefahrten machten. Wir müssen also für jede der beiden Lokomotiven und für jede der drei Achsen gesondert die Senkung unter dem Einflusse der Nachbarräder berechnen und dann das Mittel bilden, wenn wir den Versuchswert Wasiutynskis 0,336 benutzen wollen (s. seine Zusammenstellung II, wobei aber die Senkungen der zwei ersten und letzten Schwellen als unmaßgeblich ausgeschlossen wurden).

Die Aufgabe ist nicht umständlich. Die Achsabstände der Lokomotive A sind in Einheiten von $x_0$ ausgedrückt 3,15; 3,02; 3,05; 2,68 usw. Die der Lokomotive B sind 2,52; 1,76; 4,63 usw. Aus Tabellen oder von der in größerem Maßstabe auf Millimeterpapier gezeichneten Einflußlinie können zu diesen Abszissen die Einflußgrößen entnommen werden, die dann noch mit den entsprechenden Lasten zu multiplizieren sind.

Wir erhalten für Lokomotive A:

Achse I. $\frac{6{,}75\,.\,1 - 6{,}65\,.\,0{,}015 - 6{,}3\,.\,0{,}01}{6{,}75}\,0{,}344 = 0{,}976\,.\,0{,}344 = 0{,}3355,$

Achse II. $\frac{6{,}65\,.\,1 - 6{,}75\,.\,0{,}015 - 4{,}43\,.\,0{,}01}{6{,}65}\,0{,}344 = 0{,}979\,.\,344 = 0{,}3368,$

Achse III. $\frac{6{,}3\,.\,1 - 6{,}75\,.\,0{,}01 - 4{,}43\,.\,0{,}008}{6{,}3}\,0{,}344 = 0{,}985\,.\,0{,}344 = 0{,}3388.$

Lokomotive B:

Achse I. $\frac{6{,}8\,.\,1{,}0 + 6{,}52\,.\,0{,}075 - 6{,}67\,.\,0{,}045}{6{,}8}\,0{,}0344 = 1{,}028\,.\,0{,}0344 = 0{,}3535,$

Achse II. $\frac{6{,}52\,.\,1 + 6{,}8\,.\,0{,}075 + 6{,}67\,.\,0{,}29}{6{,}52}\,0{,}0344 = 1{,}374\,.\,0.0344 = 0{,}474,$

Achse III. $\frac{6{,}67\,.\,1 + 6{,}52\,.\,0{,}29 - 4{,}74\,.\,0{,}038 - 6{,}8\,.\,0{,}04}{6{,}67}\,0{,}0344 = 1{,}217\,.\,0{,}0344 = 0{,}418.$

Bei Oberbau IVa ist somit die durchschnittlich größte Senkung unter 1 t Gewicht der Lokomotive A: 0,337 mm und unter 1 t Gewicht der Lokomotive B: 0,415 mm. Die so errechnete Senkung unter Lokomotive A entspricht genau dem durch Messungen ermittelten Wert, während die mittlere Senkung der beiden Lokomotiven, 0,376 mm den Meßwert um 12% übertrifft. Wasiutynski gibt für die durchschnittliche Schwellensenkung den nach Zimmermann berechneten Wert 0,429 mmt an, der von 0,336 um 28% abweicht*).

*) Wasiutynski vergleicht den Wert 0,316, in welchem Falle sich die Abweichung auf 35% beläuft.

Oberbauart V.

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{768\,.\,75 + 0{,}03\,.\,270\,.\,7000}{8950}} = 79{,}7\ \text{cm},$$

$$p_0 = \frac{1000}{2{,}55\,.\,79{,}7} = 4{,}92\ \text{kg/cm}^2; \quad y_0 = \frac{75\,.\,p_0}{8950} = 0{,}0412\ \text{cm}$$

Da $x_0$ bei diesem Oberbau fast gleich mit $x_0$ des Oberbaues IVa ist, können dieselben Einflußgrößen benützt werden:

Lokomotive A: Achse I. $0{,}976\,.\,0{,}412 = 0{,}402$ mm/t.
Achse II. $0{,}979\,.\,0{,}412 = 0{,}403$ mm/t.
Achse III. $0{,}985\,.\,0{,}412 = 0{,}405$ mm/t.

Die durchschnittliche Senkung bei Lokomotive A ist mit 0,403, also wieder fast genau der im Versuchsweg efundene Wert 0,400. Das Mittel der Senkungswerte beider okomotiven ist allerdings um 12 % größer als der Meßwert. eider ist heute nicht mehr genau feststellbar, welche Anzahl on Messungen unter den verschiedenen Lokomotivtypen eranstaltet wurden. Wasiutynski schreibt: „Die Lokootiven hatten nahezu dieselbe Achsbelastung und waren ahezu gleich oft, vier- und fünfachsige Lokomotiven nur lten beobachtet." Allerdings ist zu vermerken, daß die iteinbeziehung dieser größeren Lokomotiven das Rechnungsgebnis noch näher nach dem Beobachtungswert verschiebt nd zwar wegen der größeren Achsständen als bei Lokootive B.

Nun zu einem wichtigen Gegenstand: die Verteilung des rchschnittlichen Druckes und der durchschnittlichen Senkung f die einzelnen Lokomotivachsen. Aus den bereits rechneten Einflußgrößen der einzelnen Achsen (0,976; 979; 0,985) bei Lokomotive A und 1,028; 1,374; 1,217 i Lokomotive B ist die Verteilung der durchschnittlichen nkung für das Mittel beider Lokomotivtypen berechnet orden und in Zusammenstellung I den Meßwerten Wasiuynskis gegenübergestellt.

Zusammenstellung I.

nkung unter einzelnen Lokomotivlasten bei Oberbau IVa und V, sgedrückt in Vonhunderten der durchschnittlichen Senkung von 1 t des Raddruckes der Lokomotive

| Achse | I % | II % | III % |
|---|---|---|---|
| n Rechnungsweg abgeleitet . . . . . | 92,1 | 107,8 | 101 |
| eßergebnis Wasiutynskis . . . . . | 94 | 107 | 99 |

Die Übereinstimmung der beiden Wertreihen ist zufriedenellend, zugleich der restlos statische Ursprung der Senkungserteilung bewiesen.

Man war durch die bestrickenden Feinheiten des Zimmerannschen Verfahrens zu lang geneigt, dem Gedanken Raum geben, daß man im Eisenbahnoberbau nur mit unabängigen Einzellasten zu rechnen brauche. Wasiutynski eruft sich zwar bei anderer Gelegenheit auf die Unterchungen von Cholodecki und Ast, die auf den Einfluß on Nahlasten aufmerksam machen, aber er selbst macht gerade wichtigster Stelle davon keinen Gebrauch. Es ist darüber er nicht zu verwundern, mußte ja noch in neuester Zeit r. Bloss eindringlich auf die drei Kategorien von Achsen inweisen: freie Achsen, ferner einseitig oder zweiseitig ngespannte Achsen.

Die Schienendrücke lassen sich ebenfalls genauer nach em angegebenen Verfahren berechnen als nach den üblichen erfahren.

Wir fanden bei Oberbauart IVa $p_0 = 4{,}94$ kg/cm; es ist $\frac{P}{G} = \frac{\alpha' p_0 k}{1000} = \frac{0{,}09 \cdot 4{,}94 \cdot 85}{1000} = 0{,}458$. Es ist hier $\alpha'$ die erhältniszahl der durchschnittlich größten Senkung unter einer onne sämtlicher Achsen zur Senkung unter einer Tonne eines freien" Rades, d. h. mit den oben bereits gefundenen Zahlen $= \frac{0{,}376}{0{,}344} = 1{,}092$.

Genau genommen*) ist

*) $-p_0$ ist der auf 1 cm Länge des stellvertretenden Langhwellenoberbaus wirkende Gegendruck unter der Last. Die chwelle übernimmt diese ideellen Drücke der stellvertretenden angschiene zwischen $+\frac{k}{2}$ und $-\frac{k}{2}$. Es ist somit die Fläche er Einflußlinie von p in die Rechnung einzuführen statt des äherungswertes $p_0 k$, da $p_x$ rechts und links von der Last fortchreitend immer abnimmt.

$$\frac{P}{G} = 2\frac{\alpha}{1000}\int_0^{\frac{k}{2}} p_0 x\,dx = \frac{1{,}092}{500}\left[\frac{1+0{,}92}{2}\cdot\frac{85}{2}\right] 4{,}94 = 0{,}442,$$

und für Oberbau V:

$$\frac{P}{G} = \frac{2 \cdot 1{,}092}{1000}\left[\frac{1+0{,}94}{2}\cdot\frac{75}{2}\right] 4{,}92 = 0{,}392.$$

Die Abweichung beträgt somit nur $-3\,\%$ und $-7\,\%$ von den im Versuchswege gefundenen Werte 0,475 und 0,422. Für die Praxis genügt aber die Formel $\alpha\, p_0\, k$ oder für freie Achsen $p_0\, k$ für den durch eine Tonne erzeugten Schienendruck vollauf. Es kann aber auch aus dem eben besprochenen Grunde ein Korrektionsglied (0,98) angebracht werden: $0{,}98\,\alpha\, p_0\, k$ bzw. $0{,}98\, p_0\, k$.

Zu vermerken ist, daß wir weiter oben den Schienendruck ebenfalls „genau" berechneten nach der Theorie des durchlaufenden Trägers auf elastischen Stützen (unter Miteinbeziehung der Wirkung der elastischen Formänderung der Schwellen und der Zusammendrückbarkeit der Schwellen), wobei sich aber mit 11 % und 3,5 % etwas größere Abweichungen von den Meßwerten ergeben haben als nach dem soeben benützten verbesserten Verfahren für den stellvertretenden Langschwellenoberbau.

Wie unentbehrlich das vorgeschlagene Rechenverfahren ist, läßt sich durch die am Anfange dieses Aufsatzes erwähnten amerikanischen Versuche beweisen. Es zeigte sich in dem einfachen Fall einer Einzellast, daß die üblichen Verfahren, die mit dem Zimmermannschen oder seinem Surrogat arbeiten, wie die Rittersche, Diehlsche oder Petrowsche Auffassung, unter Zuhilfenahme der russischen oder Ritterschen Tabellen oder gar der Schwedlerschen oder Hoffmannschen Formel, nicht in der Lage sind, die festgestellten niedrigen Schienendrücke zu erklären. Bei der 100 Pf.-Schiene ist eine 17 %ige Abweichung festgestellt worden, während sich bei der 85 Pf.-Schiene eine solche von 53 % ergab, selbst nach Berücksichtigung der Zusammendrückbarkeit der Schwellen und unter Zugrundelegung einer niedrigen Bettungsziffer. Das vorgeschlagene Verfahren liefert dagegen für die 100 Pf.-Schiene den Wert 0,229 für $\frac{P}{G}$ statt 0,248. Das bedeutet eine Abweichung von nur 7,7 %. Für die 85 Pf.-Schiene ergibt sich 0,216 an Stelle von 0,186, was eine Abweichung von 16 % darstellt.

Bei rechnerischer Herleitung der erwähnten Schienendrücke sei erwähnt, daß die amerikanischen Ingenieure für die Elastizität der Schienenunterlage „u" (die Kraft, die für die Längeneinheit der Schiene aufgebracht werden muß, um ihr eine Senkung derselben Einheit zu erteilen) bei dem Oberbau der 85 Pf.-Schiene 1160 Pf. auf den □ Zoll = 81,5 kg/cm² und bei dem Oberbau der 100 Pf.-Schiene 1510 Pf. auf den □ Zoll = 106 kg/cm² fanden.

Mit u ausgedrückt ist unsere obige Formel, da $D = uk$ ist,

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{J'k + 0{,}031 J''}{uk}}.$$

Für die 100 Pf.-Schiene ist mit den früher schon angegebenen Größen

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{1828 \cdot 56 + 0{,}03 \cdot 243 \cdot 5960}{106 \cdot 56}} = 93{,}8\text{ cm};$$

$$p_0 = \frac{1000}{2{,}55\, x_1} = 4{,}18; \qquad \frac{P}{G} = \frac{0{,}98\, p_0\, k}{1000} = 0{,}229.$$

Für die 85 Pf.-Schiene:

$$x_0 = 42{,}2\sqrt[4]{\frac{1122 \cdot 56 + 0{,}03 \cdot 243 \cdot 10720}{81{,}5 \cdot 56}} = 99{,}4\text{ cm},$$

$$p_0 = 3{,}94; \qquad \frac{P}{G} = 0{,}216.$$

Will man aus den amerikanischen Angaben über u die Winklersche Bettungsziffer C berechnen, so muß ebenfalls auf die Zusammendrückbarkeit der Schwellen Rücksicht genommen werden. Aus der Bedingungsgleichung

$$ku = \frac{y}{0{,}86\,\frac{C\,\omega}{2}} + \frac{y}{D''} \text{ erhält man } C = \frac{2{,}32\,D''\,k\,u}{(D'' - k\,u)\,\omega}.$$

Die vorgeführten Beispiele zeigen, daß das Verfahren des stellvertretenden Langschwellenoberbaues Werte liefert, die mit den Beobachtungsergebnissen noch am besten übereinstimmen. Am besten würde sich das Verfahren durch eine Reihe von Spannungsmessungen begründen lassen bei genauer Erhebung der Größen C, $\omega$, D'', $E_H : E_E$. Das Verfahren wurde vom Verfasser auf eine größere Anzahl verläßlicher Messungen mit dem besten Erfolge angewendet.

Die Gleichungen von $x_0$ und $\sigma_0$ weisen bei geschlossener Form die größte Variabilität auf, wobei noch mit dem Rechenschieber gut gerechnet werden kann. Es ist aber doch der Wunsch wachgerufen worden, eine einfache, gegebenenfalls auch nur erfahrungsmäßige Formel für die Spannungen aufzustellen, die mit Versuchsergebnissen möglichst gut übereinstimmende Werte liefert, wobei man sich auf die notwendigsten Anzahl von Veränderlichen beschränkt. Die Hauptursachen dieses Wunsches waren die große Abweichung der auf genauen wissenschaftlichen Wegen ermittelten Spannungswerten von den tatsächlichen Spannungen und die Unmöglichkeit, nach den Zimmermannschen Formeln beim Querschwellenoberbaue den Einfluß der Nachbarlasten ohne übermäßigen Langwierigkeiten in Rechnung zu ziehen. Bei dem Rechenverfahren des stellvertretenden Langschwellenoberbaues sind aber diese Schwierigkeiten zum größten Teile beseitigt.

Wünscht man aus praktischen Gründen für überschlägige Berechnungen einfache Spannungsformeln, so liefert das angegebene Verfahren die besten Grundlagen dazu, und man erhält brauchbare Formeln ohne „empirische" Gewalteingriffe.

Für übliche schwere Oberbauformen europäischer Hauptlinien erhält man ziemlich zutreffend den Durchschnittswert aus Gl. 2)

$$x_0 = 3{,}85\,\sqrt[4]{J'\,k + 0{,}022\,J''\,l}\ \text{cm}. \quad \ldots\ldots\ 6)$$

für die Bereiche $6 < C < 12$ kg/cm³; $14{,}2 < h < 17{,}0$ cm; $0{,}78 < \alpha < 0{,}94$ (Petrow 0,9, Janicsek 0,8); $1\,t < E'' < 1{,}2\,t$ (gute Weichholzschwellen nach Weber); $400 < \omega' < 530$ cm²; $5000 < \omega < 7000$ cm². Es ist in diesem Falle für „freie" Achsen (praktisch ist das der Fall, wenn die Nachbarachsen weiter als $4{,}8\,x_0$ cm von der „freien" Achse abstehen) unter der Last P

$$\sigma = \frac{0{,}318\,P\,x_0\,k}{W'\,k + 0{,}022\,W''\frac{h}{2\,e}\,l} = \frac{1{,}224\,P\,k\,\sqrt[4]{J'\,k + 0{,}022\,J''\,l}}{W'\,k + 0{,}022\,W''\,l\frac{h}{2\,e}}.$$

Handelt es sich aber z. B. um einen Oberbau mit neuen großen Eichenschwellen auf gestampfter Bettung und Unterlegplatten großer Auflagerfläche, so wird man besser tun, x nach Formel 1) und 2) genauer zu berechnen oder mit $\alpha \sim 0{,}86$ und $h \sim 15{,}6$ cm die Gleichung

$$x_0 = 103{,}6\,\sqrt[4]{(J'\,k + 0{,}022\,J''\,l)\left(\frac{0{,}43}{E''\,\omega'} + \frac{0{,}064}{C\,\omega}\right)} \quad \ldots 8)$$

zu benützen. Diese Formel scheint für die Ansprüche der Anwendung vollauf zu genügen, auch bei etwas größerer oder kleinerer Schwellenhöhe.

Bezüglich Formel 8) sei angegeben, daß bei Normalspurbahnen der Wert des Ausdruckes

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $0{,}03\,J''l$ | zwischen den Grenzen | | | 30 000—90 000 |
| $J'\,k$ | „ | „ | „ | 30 000—180 000 |
| $\frac{0{,}064}{C\,\omega}$ | „ | „ | „ | 0,000 008—0,000 000 46 |
| $\frac{0{,}43}{E''\,\omega'}$ | „ | „ | „ | 0,000 3—0,000 000 1 |

sich bewegt und somit auch $x_0$ zwischen 65 und 11[illegible] cm oder in üblichen Fällen zwischen 75 und 105 cm. Kleines Schienenprofil, niedrige, aber breite Schwelle aus neuem hartem Holz, große Unterlegplatte, kleiner Schwellenabstand, harte Bettung führen zu niedrigen Werten von $x_0$, somit zu verhältnismäßig kleineren Einflüssen der Nachbarlasten und zwar im Sinne einer Verminderung der Spannung und Einbuße des Schienendruckes. Hingegen wirken neue, harte, hohe Schwellen, große Unterlegplatten, harte Bettung und natürlich auch kleiner Schwellenabstand, und starke Schiene spannungsvermindernd auf die Schiene. Höheren Schienendruck bewirken schwaches Schienenprofil, niedrige, breite Schwelle, neues hartes Holz, große Unterlegplatte, harte Bettung, weite Schwellenlage.

Formel 1) bis 3), wie auch die folgenden, gelten eigentlich streng genommen für eine unendlich lange Schiene, praktisch für das Mittelstück einer hinreichend langen Schiene. Der Einfluß eines unverlaschten Schienenendes beim Langschwellenoberbau ist als der Grenzfall zu betrachten, der die Rechnung am schwersten beeinträchtigt. Es stellt sich aber nach Betrachtung Zimmermannscher Untersuchungen heraus, daß das positive Biegemoment bei verschiedenen Radstellungen in der Nähe des Schienenendes nur einen um 4,4 % größeren Wert erreichen kann als bei der unendlich langen Schiene (und zwar in der Entfernung $2\,x_0$ vom Schienenende). Von $1{,}5\,x_0$ angefangen fällt das positive Biegemoment überhaupt rasch auf 0 gegen das Stabende hin. In dieser Strecke von $1{,}5\,x_0$ bis 0 wächst aber das negative Biegemoment und erreicht bei Stellung des Rades am Schienenende im Querschnitt $1{,}0\,x_0$ einen um 29 % größeren Wert als das positive Biegemoment der unbegrenzten Schiene; das ist der 6,4fache Wert des größten negativen Momentes bei derselben.

Die Senkungen und Schienendrücke sind bis $4\,x_0$ vom Stabende genau dieselben wie bei endloser Schiene, dann wachsen sie allmählich um 5,8 % bei $1{,}5\,x_0$ Radentfernung vom Stabende, um dann am Schienenende den vierfachen Wert zu erreichen.

Der Einfluß der Laschenverbindung und der in diesem Falle nicht zu vernachlässigende Charakter des Querschwellenoberbaues als gestützter Träger beeinträchtigen zwar die angegebenen Werte der Schienendrücke und der negativen Momente, zum größten Teil im günstigen Sinne, immerhin weisen sie auf die wichtigen Teilursachen der typischen Schienenbrüche in der Nähe der Schienenenden, ebenso auf die Überlastung der Bettung unter dem Stoße mit ihren bekannten üblen Folgen.

Nach obigen Betrachtungen kann somit das positive Biegemoment beim Langschwellenoberbau bis auf rund 1,0 bis 1,50 m vom verlaschten Stoße so berechnet werden wie beim unbegrenzten Träger. Für die Senkung und das negative Moment gilt so ziemlich dasselbe.

Sind Nachbarlasten in die Rechnung einzubeziehen, so ist

$$M = \frac{L}{4}\,\Sigma\,P\,\mu = \frac{x_0}{\pi}\,\Sigma\,P\,\mu = 0{,}318\,\Sigma\,P\,\mu,$$

und

$$p = \frac{1}{2\,b\,L}\,\Sigma\,P\,\eta = \frac{\pi}{8\,x_0\,b}\,\Sigma\,P\,\eta,$$

E sind die Zimmermannschen Werte aus den Tabellen oder Schaubildern für u und $\eta$ zu entnehmen. Auf Abb. 2 und 3 haben wir Schaubilder der Werte

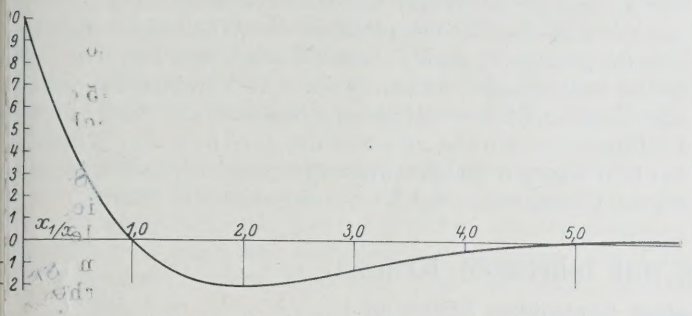



Abb. 2. Verlauf der Funktion $\mu$.

$$\mu = e^{-\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1}}\left(\cos\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1} - \sin\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1}\right).$$

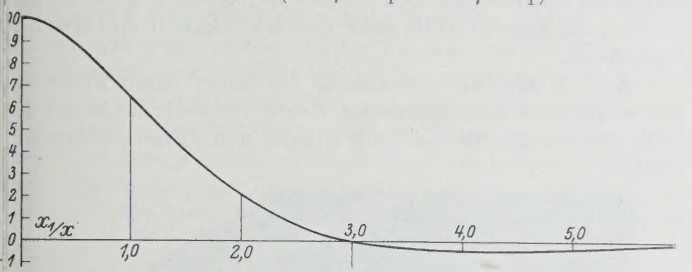



Abb. 3. Verlauf der Funktion $\eta$.

$$\eta = e^{-\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1}}\left(\cos\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1} + \sin\frac{\pi}{\varphi}\cdot\frac{x}{x_1}\right).$$

Tafel der Funktionswerte $\mu$ und $\eta$.

| $\frac{x}{x_1}$ | $\mu$ | $\eta$ | $\frac{x}{x_1}$ | $\mu$ | $\eta$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 1,000 | 1,000 | 3,1 | −0,124 | −0,010 |
| 1 | 0,849 | 0,994 | 3,2 | −0,113 | −0,018 |
| 2 | 0,710 | 0,978 | 3,3 | −0,103 | −0,025 |
| 3 | 0,584 | 0,953 | 3,4 | −0,093 | −0,030 |
| 4 | 0,469 | 0,920 | 3,5 | −0,084 | −0,035 |
| 5 | 0,365 | 0,882 | 3,6 | −0,075 | −0,038 |
| 6 | 0,273 | 0,840 | 3,7 | −0,066 | −0,040 |
| 7 | 0,191 | 0,794 | 3,8 | −0,058 | −0,042 |
| 8 | 0,118 | 0,745 | 3,9 | −0,050 | −0,043 |
| 9 | 0,055 | 0,695 | **4,0** | −0,043 | −0,043 |
| 0 | ±0,000 | 0,645 | 4,1 | −0,037 | −0,043 |
| 1 | −0,047 | 0,594 | 4,2 | −0,031 | −0,042 |
| 2 | −0,086 | 0,544 | 4,3 | −0,025 | −0,041 |
| 3 | −0,119 | 0,495 | 4,4 | −0,020 | −0,040 |
| 4 | −0,146 | 0,448 | 4,5 | −0,016 | −0,038 |
| 5 | −0,167 | 0,402 | 4,6 | −0,012 | −0,036 |
| 6 | −0,183 | 0,359 | 4,7 | −0,008 | −0,034 |
| 7 | −0,194 | 0,317 | 4,8 | −0,005 | −0,032 |
| 8 | −0,202 | 0,278 | 4,9 | −0,002 | −0,030 |
| 9 | −0,206 | 0,242 | **5,0** | ±0,000 | −0,028 |
| 0 | −0,208 | 0,208 | 5,1 | 0,002 | −0,026 |
| 1 | −0,207 | 0,176 | 5,2 | 0,004 | −0,024 |
| 2 | −0,203 | 0,148 | 5,3 | 0,005 | −0,021 |
| 3 | −0,198 | 0,121 | 5,4 | 0,006 | −0,019 |
| 4 | −0,191 | 0,097 | 5,5 | 0,007 | −0,017 |
| 5 | −0,183 | 0,076 | 5,6 | 0,008 | −0,015 |
| 6 | −0,175 | 0,057 | 5,7 | 0,008 | −0,014 |
| 7 | −0,165 | 0,040 | 5,8 | 0,009 | −0,012 |
| 8 | −0,155 | 0,024 | 5,9 | 0,009 | −0,010 |
| 9 | −0,145 | 0,011 | **6,0** | 0,009 | −0,009 |
| 0 | −0,134 | ±0,000 | | | |

$$\mu = e^{\frac{\pi x}{4 x_1}}\left(\cos\frac{\pi x}{4 x_1} - \sin\frac{\pi x}{4 x_1}\right)$$

und der

$$\eta = e^{\frac{\pi x}{4 x_1}}\left(\cos\frac{\pi x}{4 x_1} + \sin\frac{\pi x}{4 x_1}\right)$$

aufgetragen, die mit den Zimmermannschen Tafeln I und II derart korrespondieren, daß als Einheit der Abszisse nicht L, sondern $x_1 = \frac{\pi}{4} L$ benützt wird. Es sind dann nur die Entfernungen der beeinflussenden Räder mit $x_1$ zu dividieren und zu den Quotienten als Abszissen die entsprechenden Werte von $\mu$ oder $\eta$ abzulesen. Es ist somit genau das Rechenverfahren des Langschwellenoberbaues zu benützen, nur statt

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 E J}{C b}} \text{ ist } L' = \frac{4 x_1}{\pi} =$$

$$= 132 \sqrt[4]{(J' k + 0{,}022\, J'' l)\left(\frac{0{,}43}{E'' \omega'} + \frac{0{,}064}{C \omega}\right)} \quad . \; . \; 9)$$

zu setzen. Nennt Schröter („Die Leistungsfähigkeit der gebräuchlichen Oberbauarten; Organ 1894") L den Grundwert des Langschwellenoberbaues, so kann L' als der Grundwert des stellvertretenden Langschwellenoberbaues gelten. Die Rechnung nach $x_1$, wie wir dazu die Abb. 2 und 3 lieferten, scheint aber näherliegend zu sein, da die singulären Werte

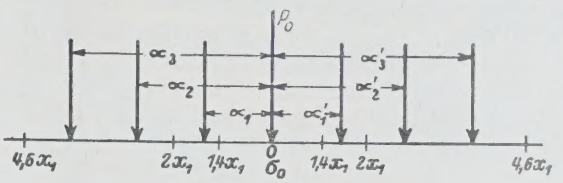



Abb. 4.

der Einflußlinien bei ganzzahligen Mehrfachen von $x_1$ liegen. (Z. B. ist M = o bei $x = x_1$ und $x = 5\, x_1$; M min bei $x = 2\, x_1$; Wendepunkt bei $x = 3\, x_1$.)

Für die Ausübung schlägt Verfasser ein Verfahren vor, das auch den Einfluß der Nachbarlasten ohne Zahlentafeln oder Schaubilder formelmäßig angibt.

Die vorkommenden Achsstände a bewegen sich seltener in dem Zwischenraum von $1{,}4\, x_1$ bis $2{,}0\, x_1$; gewöhnlich ist aber $2{,}0\, x_1 < a$. Über $4{,}8\, x_1$ oder auch schon über $4{,}6\, x_1$ kann praktisch der Einfluß vernachlässigt werden. In dem Interwall ($2\, x_1$ bis $4{,}6\, x_1$) ist die Einflußlinie der positiven Momente derart flach, daß sie durch eine Gerade ersetzt werden kann, somit u als lineare Funktion von $x = \xi\, x_1$ hergestellt werden kann. Für das Interwall $1{,}4\, x_1$ bis $2{,}0\, x_1$ wählen wir dagegen ein mittleres $\mu$, und so erhalten wir folgende allgemeine Formel:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{(0{,}318\, P_0 - 0{,}0588\, Q' - 0{,}1173\, Q'')\, x_1 + 0{,}0255\, S}{W' + 0{,}022\, W''\, \frac{l}{k}\, \frac{h}{2\, e}} \quad . \; . \; 10)$$

worin W', W'' die Widerstandsmomente der Schiene und der Schwelle sind, $x_1$ nach Gl. 2) oder 8) zu berechnen ist, $P_0$ die Radlast bedeutet, unter der die größte Spannung gesucht wird, Q' die Summe jener Nachbarradlasten bedeutet, die von $P_0$ rechts und links im Abstand $1{,}4\, x_1$ bis $2{,}0\, x_1$ sich befinden, und Q'' die Summe jener Radlasten, die sich beiderseits in den Abständen $2{,}0\, x_1$ bis $4{,}6\, x_1$ von $P_0$ befinden; endlich bedeutet S das statische Moment der Radlasten, die Q'' bilden in bezug auf $P_0$.

Gebrauchsfertiger scheint folgende Behandlung des allgemeinen Falls, der selbst wohl kaum vorkommt, aber alle möglichen Fälle enthält.

$$\sigma_0 = \frac{[0{,}318\,P_0 - 0{,}0588\,(P_1+P_1') - 0{,}1173\,(P_2+P_3+P_2'+P_3')] + \\ +0{,}0255\,(P_2a_2+P_3a_3+P_2'a_2'+P_3'a_3')}{W'+0{,}022\,W''\,\frac{l}{k}\,\frac{h}{2e}} \quad \ldots 11)$$

In besonderen Fällen vereinfacht sich die Gleichung durch Weglassen der fehlenden Lasten P. Für $x_1$ ist wieder Gl. 2) oder 8) maßgebend.

Wir haben somit eine geschlossene, einfach aufgebaute Spannungsformel unter Einbeziehung der Wirkung der Größen und Entfernungen aller beeinflussenden Lasten, die durch die große Anzahl darin vorkommender Veränderlichen sich alle Eigenheiten eines untersuchten Oberbaues anpaßt. Verei fachungen lassen sich beliebig anbringen, es sei aber bemerk daß $x_1$ nach Gl. 8) für eine Oberbauart nur einmal zu berechne ist, was mit dem Rechenschieber die Arbeit einer Minute is Allerdings müssen auch C und E'' aus Versuchen oder verlä lichen Schätzungen bekannt sein. Die Vereinfachungen solle allerdings nicht so weit gehen, daß auf die Berechnung d Einflusses der Abstände und der Größen der Nachba lasten und auf die Bettungsziffer verzichtet wird, denn ei solche Formel wäre ein Vergehen wider die Statik.

## Eine Brückenauswechslung mit fahrbaren Kranen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Johannes Klinkmüller**, Düsseldorf.

Die Erhöhung der Betriebslasten bei der Deutschen Reichsbahn macht es erforderlich, nicht nur den Oberbau, sondern auch die Brücken den verstärkten Anforderungen anzupassen. Bei einem Teil der Brücken wird dies durch Verstärkung einzelner Teile möglich sein. Ältere Brücken werden jedoch völlig ausgebaut und durch neue ersetzt werden müssen. Das war auch der Fall bei der Unterführung einer Provinzialstraße unter einer zwei- und eingleisigen Güterzugstrecke. Während dieser Weg augenblicklich nur untergeordnete Bedeutung hat, ist beabsichtigt, ihn später als östliche Ausfallstraße weiter auszubauen. Die Straße durchschneidet den Bahnkörper in einer lichten Öffnung von 17 m und einem Winkel von 73° 50′. Für jedes der drei Gleise ist eine Blechträgerbrücke vorhanden.

Die Brücke C der eingleisigen Strecke ist neu gebaut und erst im Jahre 1929 in Betrieb genommen worden. Die Brücken A und B der zweigleisigen Strecke stammen aus dem Jahre 1874. Die Strecke ist eine reine Güterzugstrecke. Auf ihr verkehren

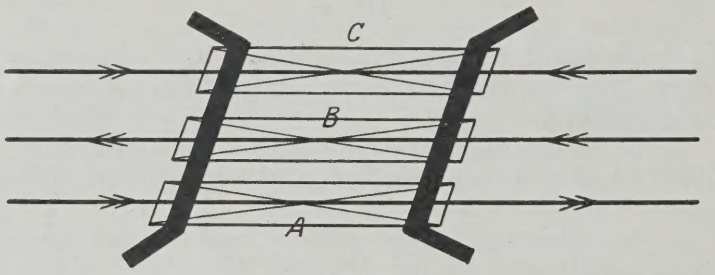



Abb. 1.

täglich 146 Züge. Sie dient hauptsächlich dem Kohlentransport von der Ruhr nach Süddeutschland.

Diese beiden Brücken genügten den heutigen Ansprüchen nicht mehr und mußten deshalb durch neue ersetzt werden. Gleichzeitig mit der Brückenauswechslung mußten die Auflagerflächen der Widerlager erneuert werden, die nach den neuesten Vorschriften der Hauptverwaltung der Reichsbahn für beide Gleise als durchgehende Auflagerbänke in Eisenbeton hergestellt werden sollten, da nach den Beobachtungen der letzten Zeit die Auflagerquader eiserner Überbauten durch die Einwirkung der Betriebsmittel vielfach zerstört und aus dem Zusammenhang mit dem Mauerwerk gerissen waren.

Die erste Arbeit bestand darin, die alten Auflager zu entfernen und die neuen zu betonieren, eine Arbeit, die unter völliger Aufrechterhaltung des Betriebes erfolgen mußte. Zu diesem Zwecke wurden die Brücken von ihrem Auflager abgehoben und besonders abgestützt. Das Gleis hinter dem Widerlager wurde auf eine Länge von rund 3,50 m abgefangen.

Die Abstützung der Brücke geschah durch einen hölzernen Doppelbock. Zur besseren Auflagerung der Hauptträger auf den Holmen wurden kurze Stücke von T-Trägern verwendet. Der obere Holm wurde über die vier Stiele hinweggeführt, um ei bessere Druckverteilung zu erzielen. Das Erdlager bestand a sorgfältig bearbeiteten Schwellen. Zur Sicherung der Baustel durften die Züge nur mit einer Geschwindigkeit von 20 km/St verkehren.

Abb. 2 zeigt die Abfangung der beiden alten Brücken d zweigleisigen Güterzugstrecke, davor liegt die neue, im Jah 1929 eingebaute Brücke der eingleisigen Güterzugstrecke.

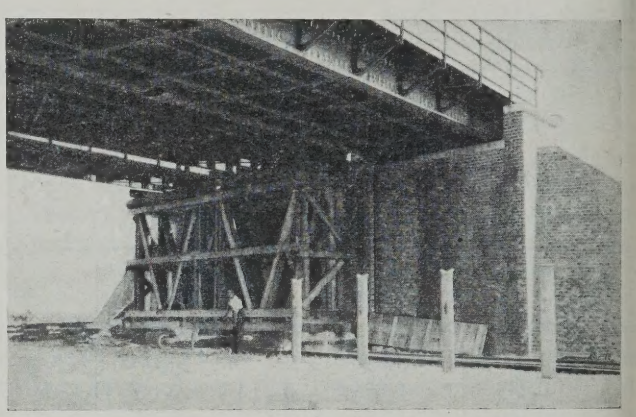


Abb. 2a.

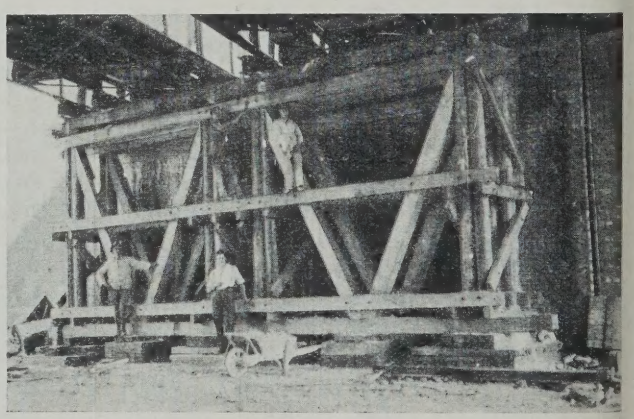


Abb. 2b.

Die Abfangung des Gleises hinter den Widerlagern gesch durch Eisenbahnschienen derart, daß die Schwellen, die dur die Ausschachtung für das Kammermauerwerk frei gel werden mußten, an diese Schienenbündel aufgehängt wurd

Die Arbeiten für das Abbrechen der alten Auflager u das Betonieren des neuen Auflagerbalkens dauerten e schließlich Aufstellen des Doppelbockes rund 14 Tage. Na Beendigung der Arbeiten und Abbinden des Betons wurde e Brücke einstweilen auf diese Auflager abgesenkt. Dann wu

Bock am anderen Widerlager aufgestellt und die gleichen Arbeiten in weiteren 14 Tagen ausgeführt.

Bei den Betonarbeiten wird vor dem Einbau der eisernen Überbauten das Kammermauerwerk zweckmäßig nur soweit hergestellt, als es für die Freihaltung der Brückenkammer von Steinschlag und sonstigen Massen unbedingt erforderlich ist.

Die Seitenabschlüsse und die Abschlüsse für die Kabelkanäle werden zweckmäßiger erst nach dem Einbau der Brücke ausgeführt.

Gleichzeitig mit den Betonarbeiten erfolgte der Zusammenbau der beiden Brücken auf dem 2,5 km von der Baustelle entfernten Bahnhofe und zwar auf einem abseits gelegenen Stumpfgleise. Die Brücken sind Blechträgerbrücken. Die Höhe der Hauptträger beträgt 1500 mm. Die Fahrbahn besteht aus Buckelblechen. Das Gewicht jeder Brücke beträgt rund 4 t. Nach Fertigstellung wurden die Brücken durch feststehende Portalkrane auf Eisenbahnwagen (2 SS) geladen. Eine der beiden Brücken hatte auf der einen Seite noch einen Fußweg. Die Lagerung mußte mit besonderer Sorgfalt erfolgen. Durch die Breitenabmessung von 4,970 m ragte sie bei der Fahrt vom Bahnhof zur Baustelle in den lichten Raum. Dies bedingte eine mehrmalige seitliche Verschiebung, um an den Signalen, Masten und anderen Gegenständen vorbei zu kommen. Diese Verschiebungen ließen sich aber ohne Schwierigkeiten ausführen, da die Brücke zu diesem Zwecke auf dem Wagen mit besonderen Rollen gelagert war, die gut mit Stauferfett eingeschmiert waren.

Der Arbeitsvorgang für das Auswechseln der Brücken war so geplant, daß die Auswechslung beider Brücken an einem Tage erfolgen sollte, um die für den Einbau vorgesehenen schweren Krane, die nur leihweise zur Verfügung standen, nicht unnötig lange zu beanspruchen. Sehr begünstigte die Arbeiten der Umstand, daß auf der zweigleisigen Strecke bei Km A völlige Sonntagsruhe besteht und ferner auf der eingleisigen Strecke der Betrieb noch nicht planmäßig aufgenommen war. So war es möglich, alle drei Gleise für den Einbau auf 24 Stunden ungestört zu benutzen. Weiter war es möglich, die beiden Brücken durch den Bahnhof bis auf das Streckengleis der eingleisigen Strecke bereits am Vortage vorzuschieben, eine Arbeit, die durch das mehrmalige seitliche Verschieben der Brücke recht lange Zeit in Anspruch nahm, so daß die eigentliche Einbauzeit entsprechend gekürzt werden konnte.

Für den eigentlichen Ein- und Ausbau standen zwei Krane von 60 t und 25 t zur Verfügung. Der 60 t-Kran wurde durch einen Benzolmotor angetrieben, während der 25 t-Kran nur mit Handbetrieb ausgerüstet war. Beide Krane sollten im mittleren Gleise B aufgestellt werden und von dort die alten Brücken auf die im Gleise C der eingleisigen Strecke stehenden Wagen absetzen, sowie die neuen Brücken von den Wagen aufnehmen. Begonnen werden sollte mit der Brücke A (Abb. 1), da der Aus- und Einbau dieser Brücke wegen der größeren seitlichen Verschwenkungen größere Schwierigkeiten bot. Der Standort der Krane wurde entsprechend der Auslegerlänge für jede Brücke genau festgelegt. Während der Ausleger des 60 t-Kranes in der Höhenlage verstellbar war, stand der des 25 t-Kranes fest. Diesem Umstand war bei den seitlichen Verschwenkungen besonders Rechnung zu tragen, da sonst bei den Ausschwenkungen beider Krane in den Seilen horizontale Zugspannungen entstanden wären, die unter allen Umständen vermieden werden mußten.

Der Aus- und Einbau ging so vor sich, daß nach Sperrung der Strecke die beiden Krane durch eine Lokomotive in dem mittleren Gleise B zur Baustelle gebracht und dann dort aufmontiert wurden. Besonderer Wert ist hierbei auf sorgfältiges seitliches Absteifen des Kranes und genaues Einstellen des Gegengewichtes zu legen. Da dieses entsprechend der zu hebenden Last hinausgeschoben werden muß, ist besonders darauf zu achten, daß es bei Schwenkungen nicht mit irgendwelchen Gegenständen in Berührung kommt oder das Nachbargleis sperrt. Das Montieren der Krane dauerte 30 Minuten.

Während die Krane montiert wurden, wurden die Wagen zur Aufnahme der alten Brücke in Gleis C an der Baustelle bereitgestellt. Gleichzeitig hatte eine Gruppe von 30 Mann den Oberbau beseitigt und die vorher geschnittenen Paßstücke verlegt, um die Krane möglichst weit nach vorn vorrücken zu lassen. Diese vorbereitenden Arbeiten dauerten eine Stunde.

Bestimmend für die Leistungsfähigkeit beim Aus- und Einbau der Brücken war der 25 t-Kran, der durch Menschenkraft bedient werden mußte. Das Einschwenken des Auslegers in die Mittellage gestaltete sich noch verhältnismäßig leicht, zumal durch den 60 t-Kran ein geringer Horizontalschub zur Erleichterung der Schwenkbewegung ausgeübt werden konnte. Um so schwieriger wurde es aber, als der Ausleger über die Mittellage hinaus wieder seitlich verschwenkt werden sollte, da Horizontalspannungen durch die nach entgegengesetzten Richtungen sich bewegenden Aufhängepunkte der Krane sich nicht völlig beseitigen ließen. Immerhin war es möglich, die für den Aus- und Einbau vorgesehene Zeit innezuhalten. Das Aufheben der alten Brücke und das seitliche Absetzen auf die Wagen dauerte 1½ Stunden, dagegen das Einlegen der neuen Brücke 2½ Stunden. Die Auswechslung beanspruchte somit 4 Stunden. Abb. 3 zeigt das Hochheben der alten Brücke.

Abb. 3.

Nachdem die Brücke richtig verlegt und genau ausgerichtet war, wurde der Oberbau vorgestreckt und auf Holzklötzen in richtiger Höhe verlegt. Mit Selbstentladewagen wurde dann der erforderliche Steinschlag eingebracht und nach Entfernung der Unterklotzung das Gleis gut durchgestopft. So war es möglich, das erste Gleis bereits nach neun Stunden wieder in Betrieb zu nehmen.

Bevor die zweite Brücke ausgebaut werden konnte, mußte eine neue Aufstellung des 25 t-Kranes erfolgen. Das Ausheben der zweiten Brücke dauerte eine Stunde, das Einlegen der neuen 2½ Stunden.

# Persönliches.

## Geheimrat Professor Dr. Dolezalek †.

Der Geheime Regierungsrat Prof. em. Dr. Ing. e. h. Karl Dolezalek, der langjährige Inhaber des Lehrstuhls für Eisenbahn- und Tunnelbau an der Technischen Hochschule zu Berlin ist in Blankenburg am Harz, wo er nach seiner Emeritierung lebte, am 24. Januar d. J. im 87. Lebensjahre gestorben.

Am 1. September 1843 zu Marburg in Steiermark geboren, studierte er nach Absolvierung des Gymnasiums in Graz an der

Technischen Hochschule in Wien. Nach Beendigung seiner Studien trat er in die Dienste der österreichischen Südbahngesellschaft, wo ihm im Jahre 1865 die Leitung des Umbaues des Güterbahnhofes der Südbahn bei Wien übertragen wurde. Von 1868 ab war er in Ungarn tätig, wo er schwierige Trassierungsarbeiten für einige Bahnbauten durchführte und zuletzt den Regiebau der 60 km langen Strecke Kiralyhaza-M.-Szigeth bis zur Betriebseröffnung leitete. Im Frühjahr 1875 trat er in die Dienste der Gotthardbahngesellschaft, die ihm im September desselben Jahres die Leitung der Gotthard-Tunnelbauabteilung in Göschenen übertrug.

Hier erhielt er den Ruf als Professor der Ingenieurwissenschaften an die Kgl. Technische Hochschule in Hannover. An dieser Stelle hat er nahezu 30 Jahre gewirkt. Wiederholte Anerbieten großer Baugesellschaften, in ihre Dienste zu treten, hat er abgelehnt. Vergeblich bemühte sich die Technische Hochschule Graz, ihn für sich zu gewinnen. In Hannover bekleidete er, durch das Vertrauen der gesamten Hochschullehrer berufen, von 1886 bis 1892 das Amt eines Rektors. 1889 wurde er zum Geheimen Regierungsrat ernannt. Im Jahre 1907 verlieh ihm die Technische Hochschule Hannover den Grad eines Dr. Ing. ehrenhalber. Noch im gleichen Jahre folgte er einem Rufe an die Technische Hochschule zu Berlin als Nachfolger Goerings auf den Lehrstuhl für Eisenbahn- und Tunnelbau. Noch 20 Jahre, bis zum Januar 1928, war er hier in geradezu bewundernswerter geistiger und körperlicher Frische tätig. 1921 erfolgte seine Ernennung zum Ehrenbürger und 1923 zum Dr. Ing. ehrenhalber der Technischen Hochschule Berlin. Auch sonstige Ehrungen sind ihm reichem Maße während seiner langen Lehrtätigkeit zut geworden.

Der Tunnelbau bildete sein Hauptarbeitsfeld. Seine groß Erfahrungen auf diesem Gebiete machten ihn zu einer we über die Grenzen Deutschlands anerkannten Autorität; se Name ist fast mit allen großen Tunnelbauten in Europa ve knüpft. In zahlreichen Abhandlungen und Werken hat G heimrat Dolezalek seine reichen Erfahrungen auf de Gebiete des Eisenbahn- und Tunnelbaues niedergelegt.

Wie Franz v. Rziha als Begründer der Tunnelba wissenschaft gilt, so ist Dolezalek als der eifrigste Förder dieser Wissenschaft anzusprechen.

Bis wenige Tage vor seinem Tode erfreute er sich ein für sein Alter außergewöhnlichen körperlichen Rüstigkeit. M regstem Interesse verfolgte er noch alle Neuerungen und Fo schritte der Technik. Ein klares, treffendes Urteil war ih bis zuletzt eigen.

Ein Mann von hohen Geistesgaben, ein ritterlicher, h geisterungsfähiger und Begeisterung weckender Hochsch lehrer ist mit Dolezalek dahingegangen. Mehr als 4000 I genieure aller Länder sind seine Schüler gewesen und verdank ihm ihre technische Vorbildung. Sie gedenken trauernd ihr hochverehrten, temperamentvollen Lehrers, der sich nicht n um ihre wissenschaftliche Ausbildung nachdrücklichst bemüht sondern gleichzeitig bestrebt war, ihnen über die Studienz hinaus ein Freund und Berater zu sein. Sie werden sein A denken stets in hohen Ehren halten. Frevert.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Gleisumbau mit maschinellen Hilfsmitteln*).

Auf dem viergleisigen Teil der Strecke Paris—Chantilly hat die französische Nordbahn Anfang 1929 die Bettungserneuerung und gleichzeitig damit den Umbau der beiden Ferngleise in einer Länge von je 24,27 km vollkommen mit Hilfe von Maschinen durchgeführt.

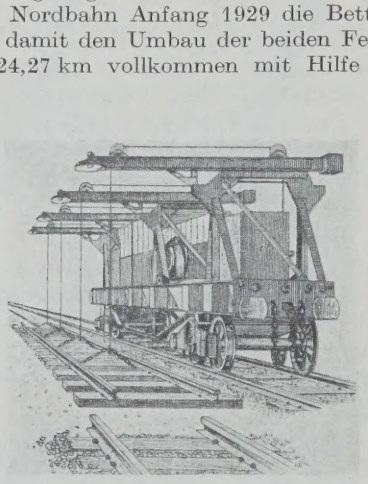


Abb. 1.

Der gesamte Betrieb konnte in der Zeit von 22 Uhr bis 6 Uhr früh auf die beiden „Ortsgleise" gelegt werden, so daß das Umbaugleis und sein Nachbargleis durchweg betriebsfrei waren. Trotz dieser günstigen Pausen hätte man „mit Hand" nur täglich etwa 200 m, also im Monat etwa 5 km vollständig fertigstellen können, hätte also den Betrieb in jedem Gleis wenigstens fünf Monate lang behindert, weil die Vorschrift bestand, daß das umgebaute Gleis bis 9 Uhr lediglich mit einer Geschwindigkeit von 30 km/Std., von dann an drei Tage lang mit 80 km/Std. und danach erst wieder mit der zugelassenen Höchstgeschwindigk von 120 km/Std. befahren werden dürfe.

Um die Bauzeit beträchtlich zu verkürzen, mußten d gesamten vorgesehenen Bettungs- und Gleisarbeiten mit masch nellen Hilfsmitteln ausgeführt werden. Dadurch ist es tatsächli gelungen, die ersten 24,27 km in der Zeit vom 21. Januar bis zu

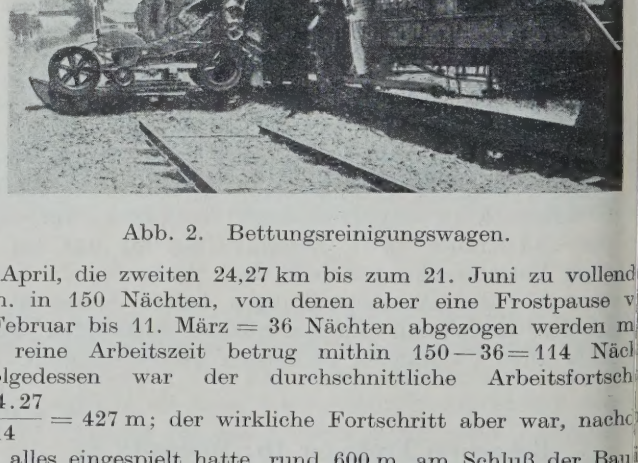


Abb. 2. Bettungsreinigungswagen.

24. April, die zweiten 24,27 km bis zum 21. Juni zu vollend d. h. in 150 Nächten, von denen aber eine Frostpause v 3. Februar bis 11. März = 36 Nächten abgezogen werden m Die reine Arbeitszeit betrug mithin 150 — 36 = 114 Näch Infolgedessen war der durchschnittliche Arbeitsfortsch $\frac{2.24.27}{114} = 427$ m; der wirkliche Fortschritt aber war, nachd sich alles eingespielt hatte, rund 600 m, am Schluß der Bau sogar rund 650 m jede Nacht.

Ausgebaut wurde ein Oberbau: S 45 $\frac{25}{18}$ H, dafür eingeb

*) Revue Générale des Chemins de fer, Oktober 1929: „Une Substitution de Voies principales avec Engins Mécaniques" par M. Tettelon, Ingénieur en Chef des Travaux et de la surveillance du chemin de fer du Nord.

urde ein Oberbau: S 46 $\frac{40}{24}$ H und zwar mit Hilfe zweier Auslegerwagen (Abb. 1). Der eine Wagen nahm 600 m des alten Gleises jeweise auf und verlud die 18 m langen Joche auf einem im Umbaugleis stehenden Bauzug; umgekehrt entlud der zweite Wagen die neuen, 24 m langen Joche, ebenfalls von einem im Umbaugleis stehenden Bauzug und baute sie nach Erneuerung der Bettung ein.

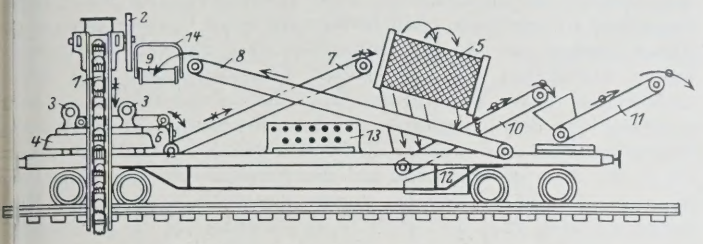


Abb. 3. Bettungsreinigungswagen.

1 Eimerkettenbagger zum Entfernen der gesamten Bettung.
5 Siebtrommel.
6 Förderbänder für die alte Bettung zur Siebtrommel.
8 Förderband für die gereinigte Bettung zum Förderband 9.
9 Förderband für den Wiedereinbau der gereinigten Bettung.
10/11 Förderband zum Absetzen der alten Bettung auf den Randweg.

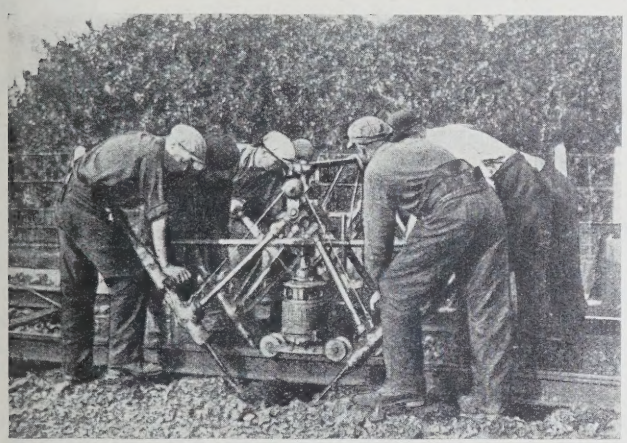


Abb. 4. Collet-Gleisstopfmaschinen.

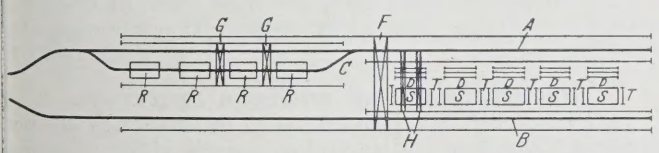



Abb. 5. Oberbaustoff-Hauptlager.

Werkplatz für den Zusammenbau der Neujoche.
A Zufuhrgleis der Neustoffe.
C Gleis mit Schwellenverteilungslehren.
R Neu-Joch-Stapel.
G Bockkran: 600 kg Tragfähigkeit.
Werkplatz für das Zerlegen der Altjoche.
B Zufuhrgleis der Altjoche.
D Alt-Schienen-Stapel.
S Alt-Joch-Stapel.
T Alt-Schwellen-Stapel.
H Bockkran: 500 kg Tragfähigkeit.
F Elektro-Torkran: 10 t Tragfähigkeit zum Ent- und Beladen von Jochen.

Die alte Kiesbettung wurde mittels eines Eimerkettenbaggers, der an einem besonderen Bettungsreinigungswagen angebracht war, vollkommen bis zur Unterbaukrone beseitigt (Abb. 2). Förderbänder (3/7 in Abb. 3) brachten die ausgebaggerte Bettung zu einer Siebtrommel (5). Von dort aus wurde, ebenfalls mittels Förderbändern, der noch brauchbare Bettungsstoff (8/9) auf die Unterbaukrone gleichmäßig verteilt wieder aufgebracht, dagegen der nicht mehr verwendbare Bettungsrückstand (10/11) auf dem Randweg abgesetzt oder, wo es möglich war, z. B. auf Dämmen, die Böschung herabgeworfen.

Den elektrischen Strom für sämtliche maschinellen Hilfsmittel und für die Beleuchtung der Umbaustrecke lieferte ein besonderer Maschinenwagen, der mit dem Wagen für die Bettungsreinigung verbunden war. Die Arbeit ging so vor sich, daß dem ersten Auslegerwagen, der die alten 18 m-Joche aufhob und verlud,

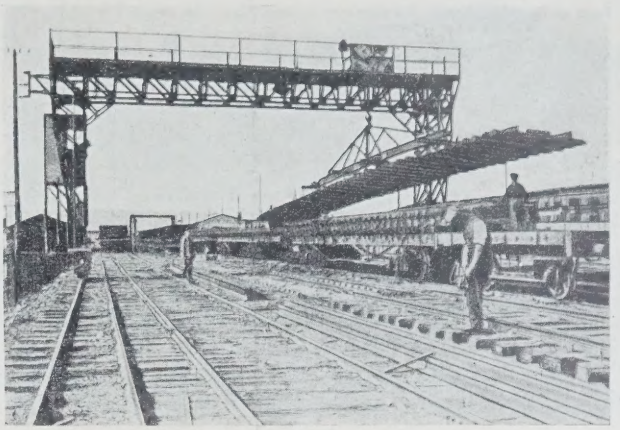


Abb. 6. Elektro-Torkran: 10 t Tragfähigkeit, zum Ent- und Beladen von Jochen.

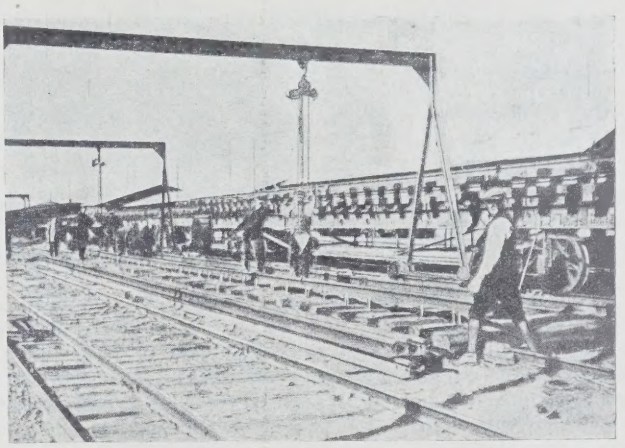


Abb. 7. Bockkrane.

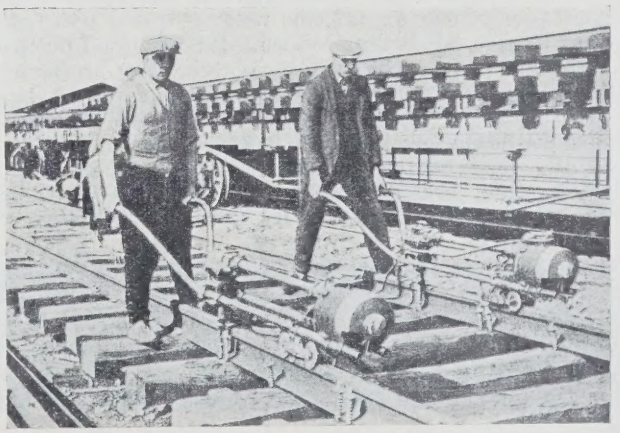


Abb. 8. Collet-Bohrmaschinen.

der Bettungsreinigungswagen mit einer Geschwindigkeit von 150 m je Stunde folgte; diesem wieder der zweite Auslegerwagen mit den Neujochen, sobald die wiederverwertbare Bettung maschinell aufgebracht und verteilt war. Durch pünktliches und gut vorbereitetes Ineinandergreifen dieser drei Arbeitsabschnitte war es möglich, daß das Umbaugleis, um 22 Uhr bei Beginn der

Sperrpause abgebunden, bereits um 3 Uhr, also nach fünf Stunden wieder geschlossen und sofort für einen Bauzug benutzbar wurde, der den fehlenden Kleinschlag (Hochofenschlacke) in Selbstentladewagen brachte. Diesem Bauzug folgten Collet-Stopfmaschinen (mit je acht Stopfern), die das Umbaugleis soweit an- und hoch-

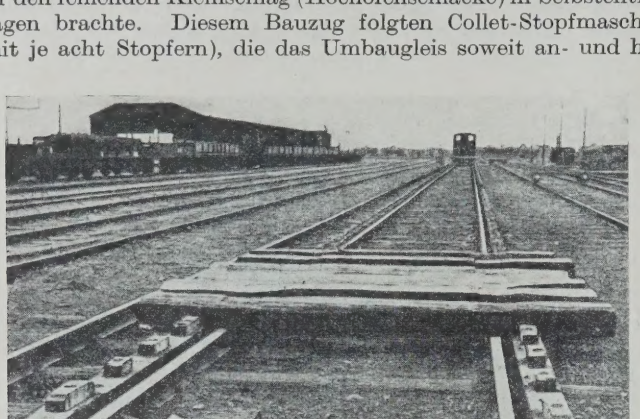


Abb. 9. Gleis zum Zusammenbau von Jochen mit Schwellenverteilungslehren auf Längsschwellen.

stopften, daß es um 6 Uhr für den ordentlichen Betrieb wieder freigegeben und, wie bereits erwähnt, mit 30 km Stundengeschwindigkeit befahren werden konnte.

Für die Streckenarbeit waren 125 Arbeiter erforderlich: 75 bei den Ausleger-, Bettungsreinigungs- und Selbstentladewagen, 50 bei den Stopfmaschinen (Abb. 4), zu denen weitere 50 Arbeiter kamen, wenn in Einschnitten die auf den Randwegen liegende, aus gebaute Bettung mit Hand verladen werden mußte. Außerdem wurden 21 Arbeiter in einem Oberbaustoffhauptlager (Abb. 5 beschäftigt; dort standen für die jochweise Zerlegung der 600 m alten und den jochweisen Zusammenbau der 600 m neuen Gleise zur Verfügung: ein großer Torkran (Abb. 6), vier kleine Bockkräne (Abb. 7) sowie mehrere Collet-Bohrmaschinen (Abb. 8) zum Aus- und Eindrehen der Schwellenschrauben. Dabei ist als beachtenswerte Einrichtung zur Beschleunigung der Arbeiten besonders zu erwähnen, daß beiderseits eines Gleises, das für den Zusammenbau der Joche vorgesehen war, Schwellenverteilungslehren vorhanden sind, d. h. auf Längsschwellen sind Klötze angebracht, deren Abstand der Schwellenteilung der neuen Joche entspricht, so daß lediglich in die Zwischenräume der Klötze ohne besonderes Messen die neuen Schwellen gelegt zu werden brauchen (Abb. 9). Für die Arbeiten auf der Strecke erhielten die Unternehmer, Gebrüder Drouart, denen sämtliche maschinelle Hilfsmittel gehören, 32 fr./m und 20 fr./m Zuschlag für die Nachtarbeit, ferner für die Arbeiten im Oberbaustoffhauptlager: Zerlegung 1,42 fr./m; Zusammenbau: 1,95 fr./m also insgesamt: 32+20+1,42+1,95 = 55,37 fr. je Meter fertigen Gleises.

An Kosten für die Herstellung der maschinellen Hilfsmittel sind entstanden:

| | |
|---|---|
| für die Stromerzeugungsmaschinen . . . . . | 175000 fr. |
| für die beiden Auslegerwagen . . . . . | 600000 „ |
| für den Bettungsreinigungswagen . . . . . | 1050000 „ |
| | 1825000 fr. |
| Dazu für die Anbringung besonderer Schütttrichter zur Schotterselbstentladung am O-Wagen, 150 Wagen zu je 6000 fr. . . . . | 900000 fr. |
| für fünf Collet-Stopfmaschinen . . . . . | 250000 „ |
| Insgesamt . . | 2975000 fr. |

Bach, Elberfeld.

# Lokomotiven und Wagen.

## Kohlenstaublokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Bekanntlich hat die Deutsche Reichsbahn Versuche mit Kohlenstaubfeuerung bei Lokomotiven eingeleitet, und zwar nach der von der AEG entwickelten Bauart der Feuerung und nach einer von einer Studiengesellschaft, die aus einer Anzahl Lokomotivfabriken bestand, auf Grund besonders ortsfester Versuche entwickelten Brennerbauart. Die Versuche, denen ja im Falle des Gelingens eine besondere wirtschaftliche Bedeutung zukommt, einesteils wegen der Verwendung minderwertigen Brennmaterials auch beim Lokomotivbetrieb, dann auch wegen der betrieblichen Vorteile, haben nun ein soweit befriedigendes Ergebnis gezeigt, daß sie auf eine weitere Anzahl von Lokomotiven im Betrieb ausgedehnt werden. Die Deutsche Reichsbahn hat daher vier weitere Güterzuglokomotiven der Gattung $56^{20-30}$ (früher G $8^2$) bei der AEG, und zwei weitere Güterzuglokomotiven der Gattung $58^{10-22}$ (früher G 12) mit der neuen Staubkohlenfeuerung der Studiengesellschaft in Auftrag gegeben. Ursprünglich waren den Versuchen zwei Lokomotiven der ersteren Gattung und Bauart und zwei der zweiten Bauart unterzogen worden). Bei den Nachbestellungen sowohl bei der AEG wie bei der Firma Henschel wird es sich auf Grund der im Betriebe gesammelten Erfahrungen ermöglichen lassen, beide Bauarten zu vereinfachen und zu verbilligen. Die Möglichkeit der Verfeuerung von Kohlen in Staubform bei Lokomotiven ist für Braunkohlen als gelöst zu betrachten und es steht zu erwarten, daß es demnächst auch gelingen wird, Steinkohle einwandfrei in Form von Staub auf der Lokomotive zu verfeuern.

## Ölfeuerung der Lokomotiven auf den Estländischen Staatsbahnen.

Die Lokomotiven der Estländischen Staatsbahnen werden mit Brandschiefer geheizt. Der Brandschiefer wird im Lande gewonnen, ist aber sehr ölreich und verbreitet einen schlechten Geruch, was das Reisen unangenehm macht.

In den letzten Jahren wurde aus dem Brennschiefer eine Art Rohöl produziert, welches sich als Heizmittel ausgezeichnet bewährt hat. Im vorigen Jahre wurden einige Versuchsfahrten der Lokomotiven mit Ölfeuerung gemacht, welche durchaus befriedigende Ergebnisse gaben. Nun hat die Eisenbahn-Oberverwaltung sieben Personenzugs-Lokomotiven für Ölfeuerung umgebaut, welche die Eilzüge befördern. Im Laufe dieses Jahres werden noch einige Lokomotiven auf Ölfeuerung umgestellt. Von einem Umbau aller Lokomotiven der Staatsbahn auf Ölfeuerung muß abgesehen werden, da der Ölpreis noch nicht feststeht und die einheimische Ölindustrie außerdem z. Z. nicht soviel Öl liefern kann, wie zur Feuerung sämtlicher Lokomotiven der Staatsbahn (etwa 50000 t) notwendig ist.

Das Heizungsproblem kann erst Ende dieses Jahres geregelt werden, zu welcher Zeit neue größere Ölgewinnungsanlagen gebaut werden. ZVDE.

## Radreifenprofil mit erhöhtem Spurkranz.

Die englischen Eisenbahnen haben im Jahr 1927 ein neues genormtes Radreifenprofil eingeführt, das die vielen voneinander

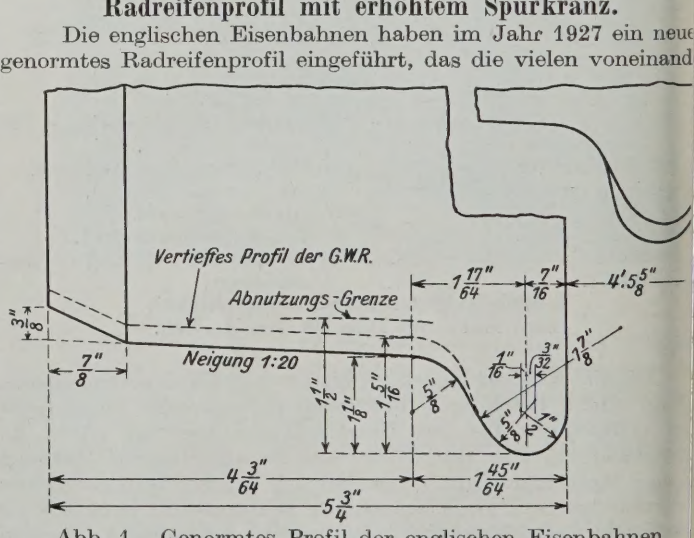
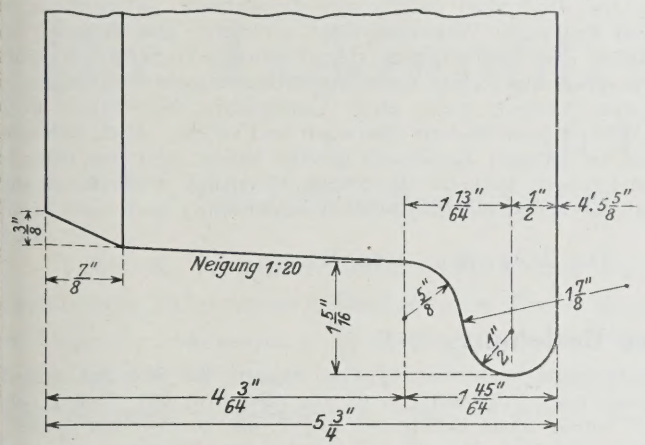



Abb. 1. Genormtes Profil der englischen Eisenbahnen.

abweichenden Reifenprofile der verschiedenen Bahngesellschaften ersetzen soll. Das neue Profil, dessen Form aus Textabb. 1

ıtlich ist, entspricht im wesentlichen dem Reifenprofil der Tehnischen Vereinbarungen (Abb. 3); abweichend von diesem is der äußere Kegel etwas kürzer und mit stärkerer Neigung a geführt und der Spurkranz gegen die Innenseite zu nicht a eschrägt.

Verschiedene Eisenbahnunfälle der letzten Zeit, bei welchen Lokomotiven ohne ersichtlichen äußeren Grund entgleist sind, h ben jedoch Bedenken darüber aufkommen lassen, ob diese R fenform für die heutigen schweren Lokomotiven und großen G schwindigkeiten noch genügt. Die Great Western-Bahn h sich auf den Standpunkt gestellt, daß der jetzige Spurkranz




bb. 2. Vorschlag der Great Western Bahn mit verstärktem Spurkranzwulst.

z nieder sei und daher für ihre sämtlichen Fahrzeuge neuerdings w der ein besonderes Reifenprofil eingeführt, bei welchem der S rkranz in neu abgedrehtem Zustand um $^3/_{16}$'' höher ist, als o dem genormten Profil. Bei den vorhandenen Reifen wird z diesem Zweck einfach die Lauffläche um das genannte Maß i er gedreht (Textabb. 1, gestrichelte Linie). Dieser Reifen n dem erhöhten Spurkranz entspricht etwa dem bisherigen R fenprofil in abgenütztem Zustand und man erwartet von h eine größere Sicherheit gegen das Herausspringen des Rad- s zes vor allem aus schlecht liegenden und abgenützten Schienen, n so mehr, als man die Erfahrung gemacht haben will, daß s on bisher die ausgelaufenen Reifen in dieser Beziehung den h abgedrehten Reifen überlegen gewesen seien.

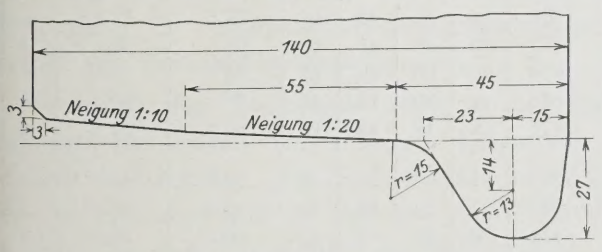



Abb. 3. Seitenprofil der T. V.

Weiter denkt man noch daran, auch die Form des Spur- x nzes im äußeren Teil entsprechend Textabb. 2 abzuändern. D rch die dargestellte Vergrößerung des Halbmessers am Spur- x nzwulst im Verein mit der Verschiebung des Kreismittel- p ıktes gegen außen zu würde offenbar die Kraftrichtung im B ührungspunkt zwischen Spurkranz und Schienenkopf so v bessert, daß die senkrechte, also auf eine Entgleisung hin- w kende Komponente kleiner und damit auch die Entgleisungs- g ahr verringert würde. Bei verschiedenen englischen Bahnen w en schon früher die Spurkränze mit dieser Querschnittsform, j ch nicht in der angegebenen vergrößerten Höhe, ausgeführt.

In Textabb. 1 sind oben rechts der Spurkranz des genannten e lischen Reifenprofils und derjenige nach dem neuen Vorschlag d Great Western-Bahn übereinander gezeichnet.

(The Railw. Eng., März 1929.) R. D.

## Neues amerikanisches Drehgestell.

Die Abbildung stellt ein neues Drehgestell Bauart Taylor d , wie es für die Tender der neuen Lokomotiven 1 E 1 des Santa Fe-Typs von der Reading Company verwendet wird. Der Tender faßt 45 m³ Wasser und 16,3 t Kohle. Die Verwendung des neuen Drehgestells verminderte das Baugewicht des Tenders um 1540 kg oder 770 kg je Drehgestell. Der Drehgestellrahmen ist trotz stärkerer Ausbildung gegenüber der üblichen Konstruktion sehr elastisch und vermag die Aufgaben der Ausgleichhebel zu übernehmen, so daß das Drehgestell keine Ausgleichhebel besitzt. Die runde statt eckige Ausbildung des Ausschnittes im Drehgestellrahmen für die Aufnahme des drehbaren Quer-

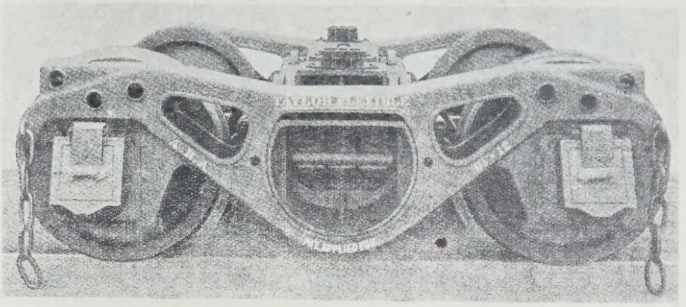


Abb. 1.

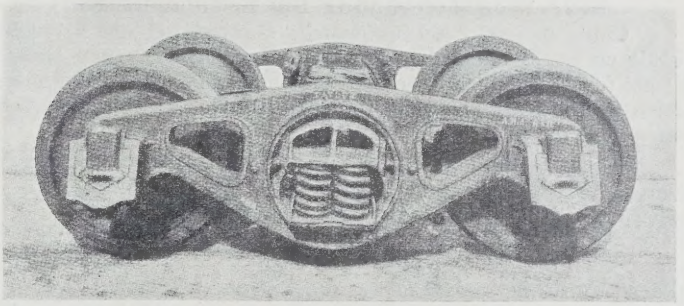


Abb. 2.

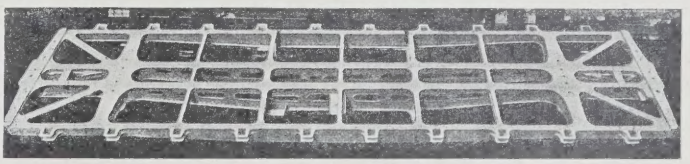
trägers erhöht die Festigkeit des Rahmens, wie durch Versuche nachgewiesen wurde. Die Anordnung bringt auch noch den Vorteil, daß die Federn im Falle schlechter Gleislage oder von Entgleisungen nicht mehr ungleichmäßig belastet werden können. Sobald die Last sich ungleichmäßig auf die Federn verteilen will, dreht sich der Querträger in seiner Lagerung in den Längsträgern, so daß sich die Achsen windschiefen Bahnflächen anpassen können, ohne Mitwirkung der Federn und ohne Änderung des Raddruckes.

Eb.

(Bull. Ch. d. f. 1929, März.)

## Stahlgußuntergestell an amerikanischen Güterwagen.

Die Atchinson-Topeka und Santa Fe-Eisenbahn hat eine größere Zahl von offenen Güterwagen in Dienst gestellt, die zur Beförderung von Schwefel von einer Grube zum Golf von Mexiko dienen sollen und wegen der Art des Ladegutes und des Klimas



Güterwagenuntergestell aus Stahlguß.

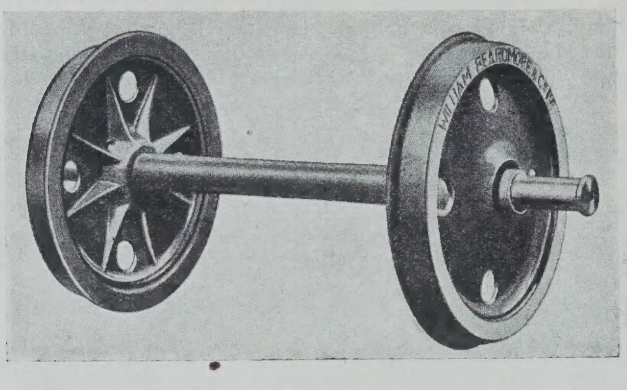
besonders widerstandsfähig gegen Anfressung der Eisenteile sein müssen. Da sich Stahlguß bedeutend günstiger in dieser Hinsicht verhält als gewalzte und gepreßte Bauteile, wurde das ganze Untergestell aus einem Stück gegossen (s. Abb.). Es wiegt 8,55 t und damit ein wenig mehr, als ein genietetes Untergestell.

Bttgr.

(Railw. Age 1929, 2. H., 5.)

### Scheibenrad mit Rippen für Eisenbahnwagen.

Das Scheibenrad, das in neuerer Zeit im Eisenbahnwagenbau gegenüber dem Speichenrad vielfach bevorzugt wird, hat vor diesem zwar den Vorzug der billigeren Herstellung, es ist ihm aber hinsichtlich der Widerstandsfähigkeit gegen seitlich an greifende Kräfte unterlegen. Dieser Nachteil tritt insbesonde bei größeren Belastungen und Geschwindigkeiten in Erscheinun



Scheibenrad mit Rippen.

Die Firma William Beardmore und Co. in Glasgo bringt aus diesem Grund ein neues Scheibenrad, das in der Tex abbildung dargestellte Beardmore-Hurst Rippenscheibenrad, a den Markt, das sozusagen eine Vereinigung der Vorteile beid Bauarten, des Scheiben- und Speichenrades, vorstellt. An d Innenfläche der Scheibe sind bei diesem Rad 8 speichenartig Rippen in Sternform vorgesehen, um die Festigkeit in seitlich Richtung zu erhöhen.

Das Rad wird nach einem besonderen, patentierten Ve fahren aus einer Walzeisenplatte gepreßt. Der Baustoff wir während des Preßvorgangs derart durchgeknetet, daß Probe die nachher aus irgend einer Stelle des fertigen Radkörpers en nommen werden, unter allen Umständen ebensolchen Probe aus den jetzigen Rädern überlegen sein sollen. Auch sollen Ve suche an fertigen Radsätzen gezeigt haben, daß das neue Ra tatsächlich in seitlicher Richtung wesentlich widerstandsfähig sei als die bisherigen Radsätze, außerdem aber auch noch leichte

R. D.

(The Railw. Eng., 1929, Mai.)

## Betrieb in technischer Beziehung.

### Neue Bremsberechnung für Eisenbahnzüge.

Unter diesem Titel untersucht Corbellini die versuchsmäßig zu gewinnenden Elemente, die in der allgemeinen Bremsformel für Eisenbahnzüge erscheinen, insbesondere die Reibungswerte zwischen gußeisernen Bremsklötzen und stählernen Radreifen und die Werte des Zugwiderstands.

Da alle gebräuchlichen Formeln diese Werte in größerer oder geringerer Annäherung enthalten, wurde mittels einer neuen graphisch-analytischen Auflösung des allgemeinen Bremsintegrals die Unsicherheit in der Ermittlung des Bremsweges beseitigt. Ein allgemein gültiges Verfahren wird auf die charakteristischen Gefälle der neun Bremsstufen der italienischen Staatsbahnen und auf eine entsprechende Reihe von Bremsverhältnissen angewendet, wobei eine neue Bremsberechnung aufgestellt wird.

Um den praktischen Abstand der zulässigen Maximalgeschwindigkeit von der kritischen Geschwindigkeit festzulegen, wird der Sicherheitsgrad angegeben, dem eine Bremsberechnung sowohl hinsichtlich der Fahrstrecke zwischen Wahrnehmung des Haltsignals und dem Beginn der Bremswirkung als auch hinsichtlich der Bewertung der Bremskurven entsprechen muß. Ferner werden für einen besonderen Fall die Rechnungsergebnisse untersucht und gezeigt, daß sie mit den an Schnellzügen der italienischen Staatsbahnen versuchsmäßig gefundenen übereinstimmen.

Als Anwendungsbeispiel der Bremsberechnung wird schließlich die Bremsverhältniszahl für die zulässige Höchstgeschwindigkeit bestimmt. Schn.

Riv. tecn. ferr. ital., Juni 1929.

### Verkürzung der Reisezeiten bei amerikanischen Eisenbahnverwaltungen.

Seit Juni 1929 sind die Fahrzeiten der schnellsten Züge zwischen Chicago und Orten der pazifischen Küste um 5 Stunden verringert worden. So verkürzen sich die Fahrzeiten von Chicago nach San Franzisko und Los Angeles von 63 auf 58 Stunden, von Chicago nach Seattle von 68 auf 63 Stunden und vo Chicago nach Portland von 68 auf $62^3/_4$ Stunden. Vor 5 Jahre noch waren diese Fahrzeiten um 7 bis 10 Stunden höher a heute. In allen Teilen der Vereinigten Staaten sind in de letzten Jahren die Fahrzeiten der durchgehenden Schnellzüg verbessert worden. In der nachstehenden Tabelle sind für einig

| Von | Nach | Entfernung | Zeit 1929 | | Zeit 1924 | | Reisegeschwindigkeit 1929 | Reisegeschwindigkeit 1924 | Zeitgewinn | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | km | Std. | Min. | Std. | Min. | km/Std. | km/Std. | Std. | Mi |
| New York | Jacksonville | 1720 | 25 | 49 | 28 | 55 | 67 | 59 | 3 | 06 |
| ,, | Miami | 2370 | 37 | 05 | 44 | 10 | 64 | 54 | 7 | 05 |
| ,, | Tampa | 2057 | 31 | 45 | 39 | 20 | 64,8 | 52,3 | 7 | 35 |
| ,, | St. Louis | 1683 | 24 | 05 | 25 | 10 | 68,9 | 66,8 | 1 | 05 |
| ,, | Washington | 363 | 4 | 40 | 5 | 20 | 78 | 68 | — | 40 |
| ,, | Detroit | 1104 | 14 | 35 | 15 | 10 | 75,6 | 72,8 | — | 35 |
| ,, | New Orleans | 2172 | 36 | 50 | 41 | 20 | 62 | 52,6 | 4 | 30 |
| St. Louis | San Antonio | 1660 | 26 | 00 | 26 | 45 | 64 | 62 | — | 45 |
| ,, | Pittsburgh | 979 | 14 | 00 | 14 | 48 | 70 | 65,2 | — | 48 |
| ,, | El Paso | 2172 | 38 | 15 | 41 | 10 | 56,8 | 54,6 | 2 | 55 |
| San Francisco | Portland | 1233 | 21 | 55 | 26 | 50 | 56,3 | 44 | 4 | 55 |
| ,, | Seattle | 1529 | 27 | 25 | 34 | 50 | 55,6 | 43,8 | 7 | 25 |
| Chicago | St. Louis | 454 | 6 | 30 | 7 | 45 | 69,9 | 58,7 | 1 | 15 |
| ,, | Kansas City | 721 | 11 | 25 | 12 | 05 | 63.2 | 59,6 | — | 40 |
| ,, | Omaha | 780 | 12 | 15 | 13 | 20 | 63,6 | 58,2 | 1 | 05 |
| ,, | Miami | 2398 | 40 | 15 | 46 | 40 | 59,2 | 51,2 | 6 | 25 |
| ,, | Tampa | 2184 | 38 | 30 | 43 | 40 | 56,8 | 50,2 | 5 | 10 |
| ,, | San Francisco | 3617 | 58 | 00 | 68 | 20 | 62,4 | 52,8 | 10 | 20 |
| ,, | Los Angeles | 3564 | 58 | 00 | 68 | 15 | 61,4 | 52,6 | 10 | 15 |
| ,, | Portland | 3635 | 62 | 45 | 70 | 00 | 57,9 | 51,8 | 7 | 15 |
| ,, | Seattle | 3705 | 63 | 00 | 70 | 00 | 58,8 | 53,2 | 7 | 00 |

wichtige Verbindungen die Fortschritte in der Fahrzeitverkürzu während der letzten 5 Jahre zahlenmäßig angegeben.

Diese Tabelle soll nicht die höchsten bis jetzt erreicht Fahrgeschwindigkeiten wiedergeben, wie sie z. B. zwisch Philadelphia und Atlantic City erreicht werden, sondern lediglich Fahrzeitverkürzungen aufzeigen. Eb.

(Railw. Age 1929, 1. H., Nr. 23.)

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
5. Jahrgang 20. März 1930 Heft 6/7

Fachheft:

# Die Lokomotive der Gegenwart.

## (I. Teil: Bauart.)

### Zur Jahrhundert-Feier von G. Stephensons Lokomotive „Rocket".

*Am 6., 7. und 8. Oktober 1829 fand das denkwürdige „Rennen von Rainhill" statt, bei dem George tephensons Lokomotive „Rocket" den Preis davontrug. Ihr allein gelang es von den drei zum Wettbewerb rschienenen Lokomotiven die Bedingung zu erfüllen, mit einem Zuggewicht gleich dem Dreifachen ihres eigenen ewichtes und mit einer mittleren Geschwindigkeit von 16 km/Std. die 3,2 km lange Probestrecke zwanzigmal hne Anstand zurückzulegen. Sie verdankt ihren Erfolg im wesentlichen dem auf Vorschlag von Booth ngewendeten Heizrohrkessel und der — erst während der Probefahrt eingerichteten — Feueranfachung durch en Auspuff, sowie ihrer guten Durchbildung in der damals schon rühmlichst bekannten Lokomotivfabrik ob. Stephenson & Co. in Newcastle.*

*Es war vor allem eine Zuverlässigkeitsprüfung. Sie lieferte der Welt den Beweis, daß die bewegliche ampfmaschine, „die Lokomotive", geeignet und berufen war, Wagenzüge auf der Eisenbahn in einwandfreier eise zu befördern.*

*Doch aber war die Rocket „mehr der Abschluß der Vorgeschichte als die erste Stufe in der Geschichte er Lokomotive" (Jahn). Erst die fast genau ein Jahr später (Oktober 1830) von dem gleichen Erbauer elieferte neunte Lokomotive der Liverpool-Manchester-Bahn mit dem Anschluß von Feuerbüchse und Rauchammer an den Kessel, mit nach hinten verlegten großen Triebrädern und wagrecht liegenden Zylindern kann ls die eigentliche Stammutter der unabsehbaren Reihe von Lokomotiven angesehen werden, die im Laufe eines ahrhunderts in ununterbrochener Entwicklung die Schienen des Erdballs durcheilten und unserer Zeit den tempel des Verkehrs aufdrückten.*

*So ist das Doppeljahr 1829/30 das eigentliche Geburtsjahr der Lokomotiv-Eisenbahn und das rscheinen der ersten lebensfähigen Ahnen der Lokomotive jährt sich in unseren Tagen zum 100. Male. Das achheft des Organs: „Die Lokomotive der Gegenwart" will dieses Marksteins in der Geschichte der Technik edenken dadurch, daß in ihm der Stand der Entwicklung am Ende des hundertjährigen Zeitraums enigstens in einem Ausschnitt dargestellt wird. Dabei sind nicht nur an der Entwicklung maßgebend beteiligte achleute des deutschen Lokomotivbaues zum Wort gekommen, sondern es ist auch über die Entwicklung der okomotive im Ausland durch Originalbeiträge zuständiger ausländischer Fachleute ein gedrängter Überblick gegeben.*

*Das Fachheft erscheint in zwei Teilen. Der vorliegende erste Teil behandelt die äußere Gestaltung, n zweiter in etwa sechs Wochen erscheinender Teil ist den Grundlagen für die Berechnung gewidmet*).*

*Die lange Reihe der Zwischenglieder aufzuzeigen, den langen durch hartes Mühen und Streben ber auch glänzende Erfolge ausgefüllten Weg im einzelnen darzustellen, hat der Verein Deutscher Eisenbahnerwaltungen unternommen, indem er an berufene Männer den Auftrag gab, eine Geschichte der Dampfokomotive im verflossenen Jahrhundert zu schreiben**).*

*) Heft 8 — allgemeinen Inhalts — erscheint am 15. April.

**) Der erste von dem ehemaligen Chefkonstrukteur der Lokomotivfabrik Krauss, R. von Helmholtz und dem Min.-Rat a. D. taby in München bearbeitete Band, umfassend den Zeitraum 1835—1880 wird voraussichtlich im Sommer dieses Jahres erscheinen. ie Bearbeitung des zweiten, die Zeit von 1880 bis 1920 umfassenden Bandes, die Professor Jahn, Danzig übertragen war, wurde durch essen am 17. Februar dieses Jahres eingetretenen plötzlichen Tod unterbrochen.

# Die konstruktive Durchbildung der Reichsbahnlokomotiven.

Von **R. P. Wagner**, Mitglied des Reichsbahn-Zentralamts Berlin, Hon. Member Brit. Inst. Loc. Eng., und Reichsbahnrat **Friedrich Witte**, Reichsbahn-Zentralamt.

Hierzu Tafel 6 und 7.

Als nach dem Zusammenschluß der Ländereisenbahnen zur Reichsbahn der Beschluß gefaßt worden war, einheitliche Fahrzeugtypen für den ganzen Reichsbahnbereich zu verwenden, wurde, wie wohl allgemein bekannt, für den Bau der Lokomotiven ein Typisierungsprogramm aufgestellt. Der Begriff der Typisierung erfordert eine kurze Darlegung des Gewollten.

Kurz nach Kriegsschluß hatte die deutsche Industrie unter Führung des Vereins Deutscher Ingenieure den Plan zur Schaffung von Industrienormen gefaßt und begonnen, ihn in die Wirklichkeit umzusetzen. Neben den einfachsten Bauteilen, die der ganzen Industrie gemeinsam sein konnten, wurden auch eine große Menge von Sonderteilen in den einzelnen Industriegebieten benötigt, die aus mancherlei Gründen sich nicht völlig zusammenlegen ließen. Hier spielten z. B. Art und Häufigkeit der Beanspruchung, Konstruktionsgewicht, Raumbedarf usw. eine wesentliche Rolle. Neben den Industrienormen entstanden also für viele weitere Bauelemente Fachnormen; ein solches Fachnormengebiet war der Lokomotivbau, der im Lokomotivnormenausschuß sich mit der Aufstellung und Herausgabe von Lokomotivnormenblättern (Lonormen) beschäftigte.

Der Zweck der Normung war naturgemäß rein wirtschaftlich. Es sollten bewährte Bauarten so festgelegt werden, daß einmal der Konstrukteur von überflüssiger Detailarbeit entlastet und andererseits durch Vereinheitlichung eine Massenherstellung in den Werken ermöglicht wurde. In diesem Sinne ist ja auch in den Vereinigten Staaten schon von jeher eine gewisse Normung betrieben worden. Für den Verbraucher und für die Reichsbahn hätte diese Normung nur einen sehr beschränkten Wert, und zwar nur beim Einkauf gehabt, wenn nicht dafür Sorge getragen worden wäre, daß die Übereinstimmung dieser Massenteile bei der Wiederherstellung in den Reichsbahn-Ausbesserungswerken erhalten blieb. Da jedoch derselbe Zwang zu wirtschaftlicher Arbeit nach dem Kriege auch die Reichsbahn dazu bestimmte, in ihren Werken Austauschbau und austauschbare Wiederherstellung einzuführen, d. h. von der individuellen Arbeit abzugehen, kamen sich diese beiden Bestrebungen auf halbem Wege entgegen, so daß von Anfang an die zeichnerische Normung und die austauschbare Herstellung und Wiederherstellung, d. h. die Arbeit nach Kaliber und Grenzlehre sowohl in der Lokomotivfabrik wie im Ausbesserungswerk gleichzeitig ermöglicht wurde. Bei den genormten Teilen wurde daher neben den baulichen Erforder-

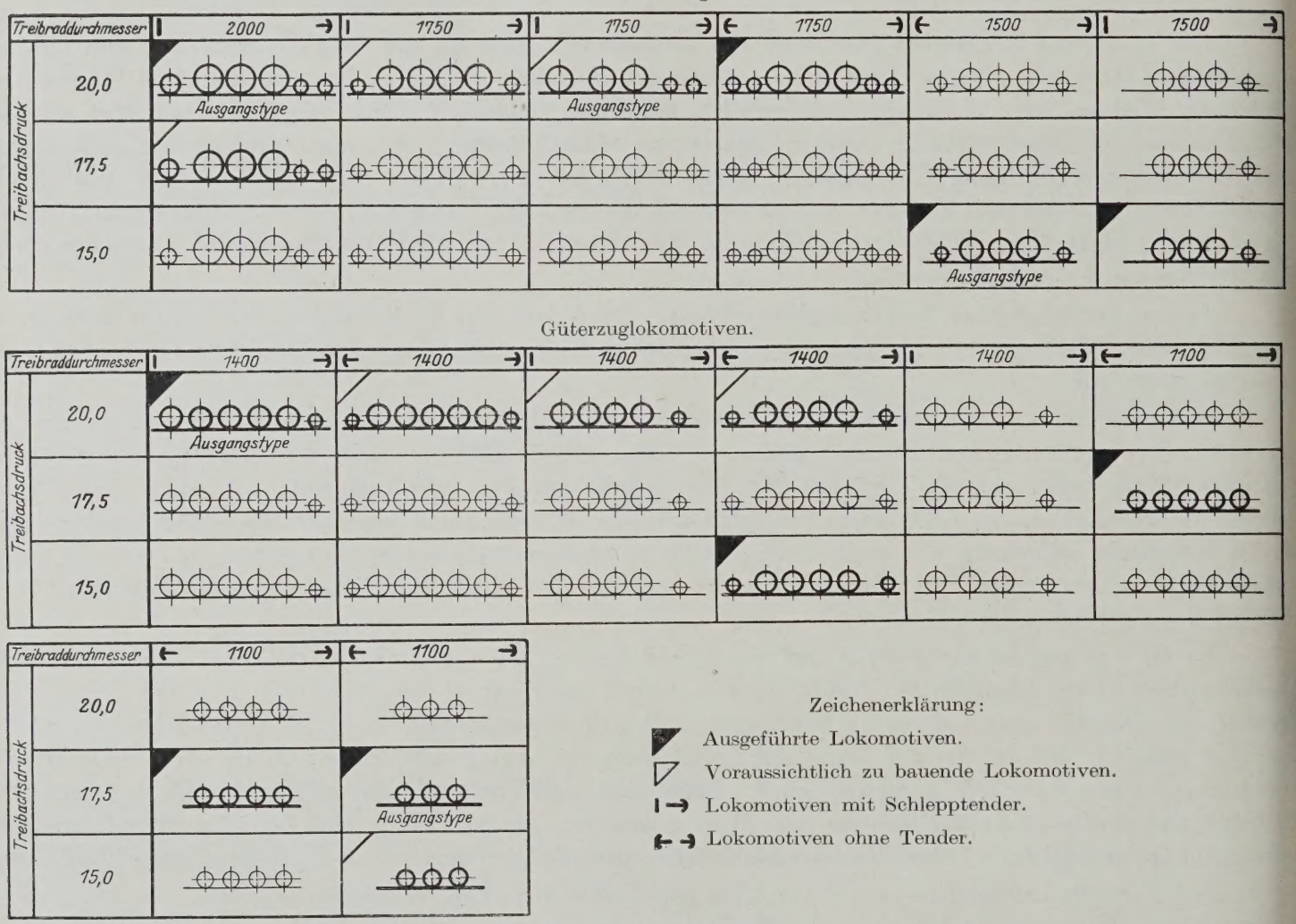
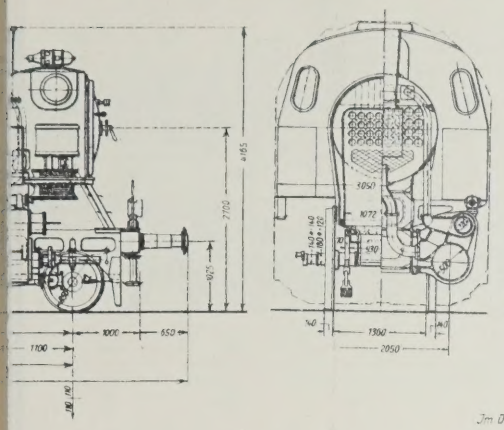
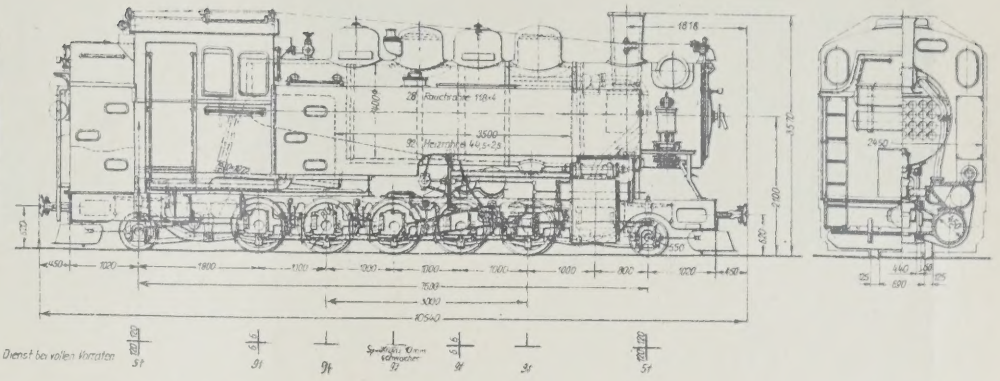



Abb. 1. Typenschema.

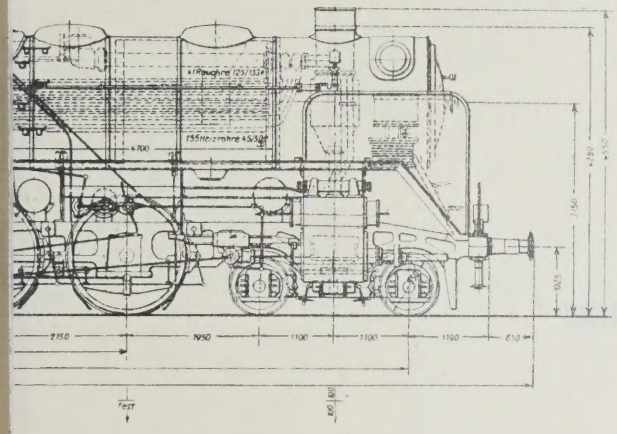
## ɔtive (15 t Achsdruck) Reihe 64.



## Abb. 9. 1 E1 - h 2 = Schmalspur-Tenderlokomotive für 750 mm Spurweite Reihe 99[73].



## zug-Tenderlokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 62.



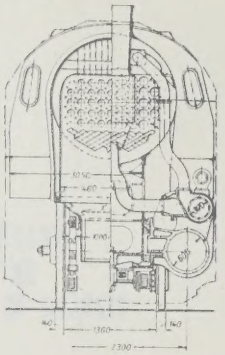
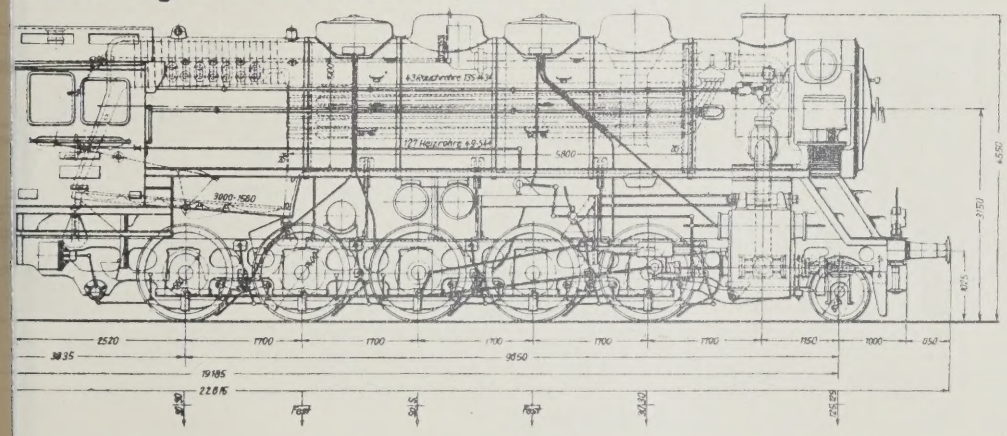
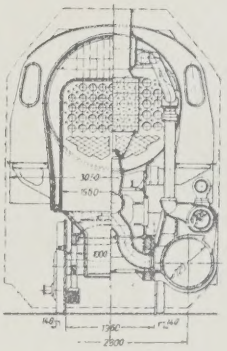


Abb. 5: 104,4/36,1; 2,04; 14; 500; 660; 1500; 74,9.

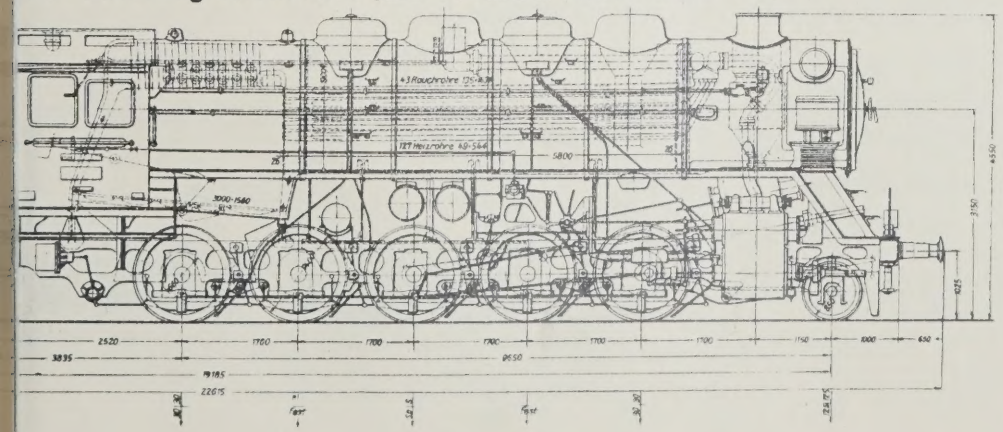
Abb. 9: 80,3/29; 1,75; 14; 450; 400; 800; 56,2.

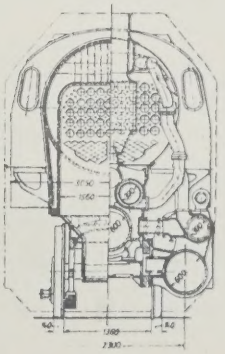
## 2=Güterzuglokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 43.





## h 3=Güterzuglokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 44.



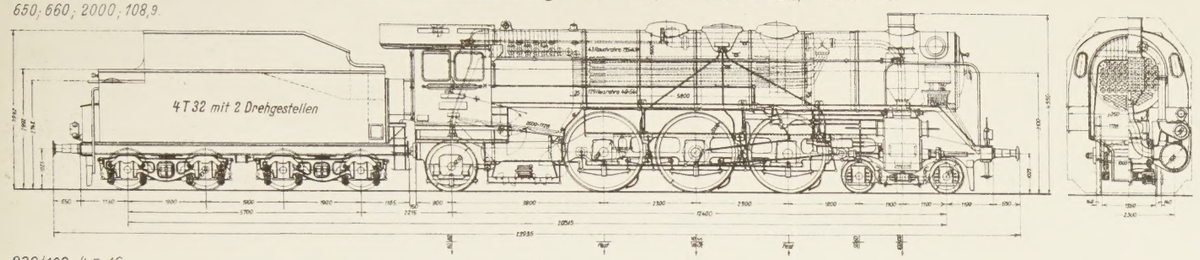


Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Die Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

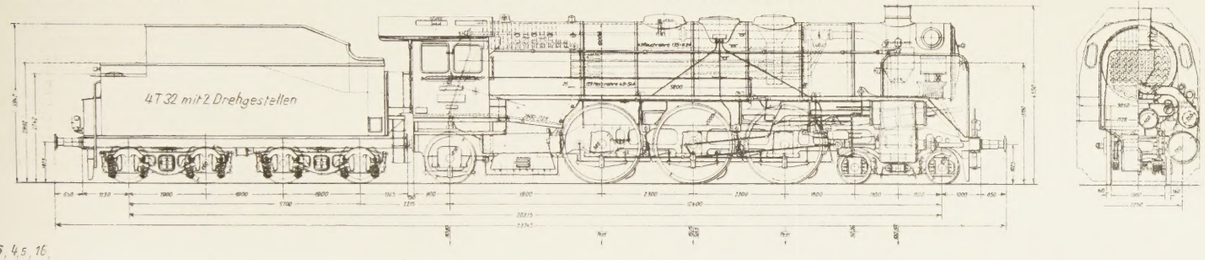
238/100; 4,5; 16; 650; 660; 2000; 108,9.

**Abb. 1. 2 C 1-h 2=Schnellzuglokomotive (20t Achsdruck) Reihe 01.**



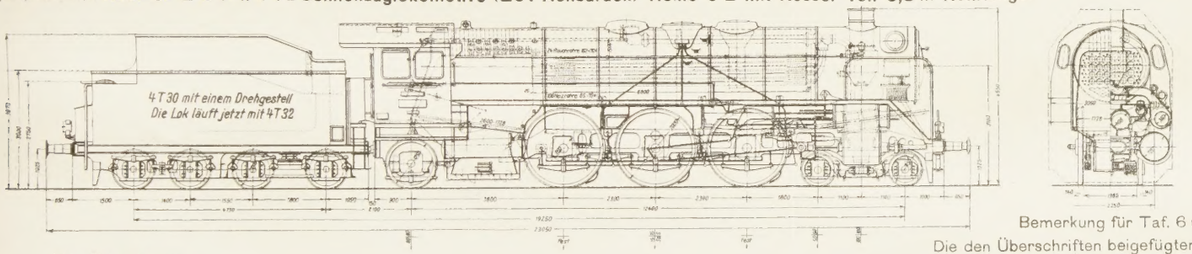

238/100; 4,5; 16; 460/720; 660; 2000; 113,5.

**Abb. 2. 2 C 1-h 4 v = Schnellzuglokomotive (20t Achsdruck) Reihe 02.**



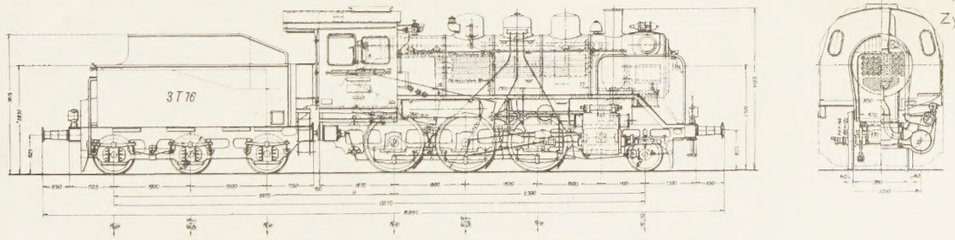

247/85; 4,5; 16; 460/720; 660; 2000; 109,9.

**Abb. 3. 2 C 1-h 4 v = Schnellzuglokomotive (20t Achsdruck) Reihe 02 mit Kessel von 6,8 m Rohrlänge.**




104,4/36,1; 2,04; 14; 500; 660; 1500; 54,7.

**Abb. 4. 1 C-h 2=Personenzuglokomotive (15 t Achsdruck) Reihe 24.**




Bemerkung für Taf. 6 u. 7.
Die den Überschriften beigefügten Zahlen bedeuten:
Verdampfungs-/Überhitzerheizfläche,
Rostfläche, Kesseldruck,
Zylinderdurchmesser, Kolbenhub,
Treibraddurchmesser,
Dienstgewicht der Lok.
ohne Tender.

**Abb. 5. 1 C 1-h 2 = Personenzug-Tenderlokomotive (15 t Achsdruck) Reihe 64.**

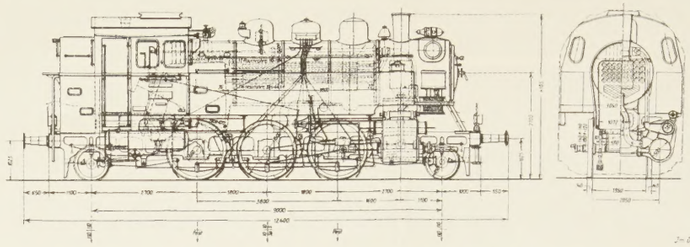
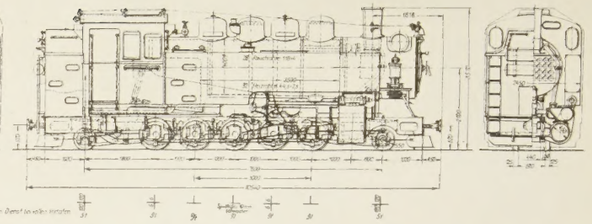


**Abb. 9. 1 E 1-h 2 = Schmalspur-Tenderlokomotive für 750 mm Spurweite Reihe 99[73].**



193,3/72,5; 3,5; 14; 600; 660; 1750; 123,6.

**Abb. 6. 2 C 2-h 2=Personenzug-Tenderlokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 62.**

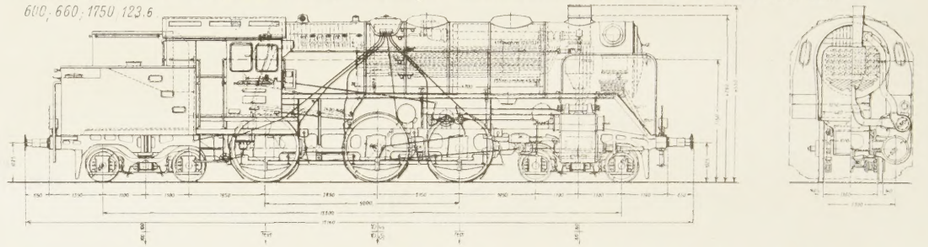
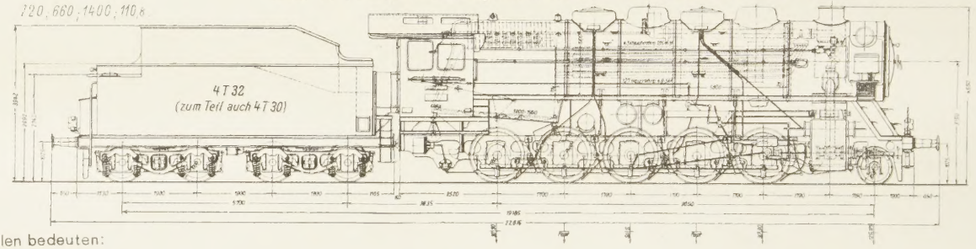


Abb. 5: 104,4/36,1; 2,04; 14; 500; 660; 1500; 74,9.
Abb. 9: 80,3/29; 1,75; 14; 450; 400; 800; 56,2.

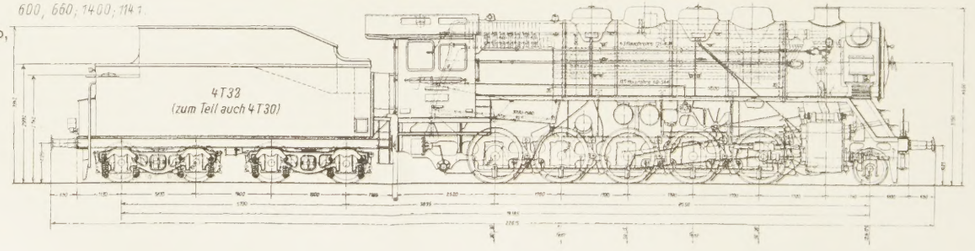
237/100; 4,7; 14; 720; 660; 1400; 110,6.

**Abb. 7. 1 E-h 2=Güterzuglokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 43.**




237/100; 4,7; 14; 600; 660; 1400; 114,1.

**Abb. 8. 1 E-h 3=Güterzuglokomotive (20 t Achsdruck) Reihe 44.**



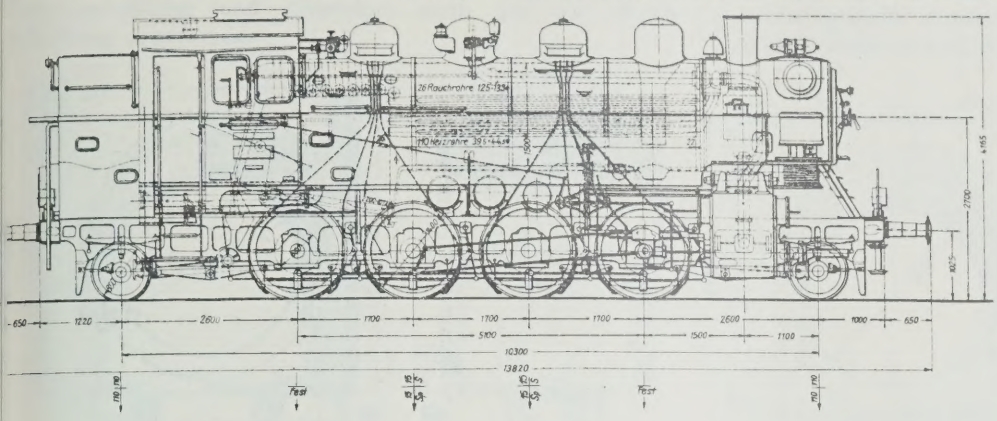

C. W. Kreidel's Verlag München

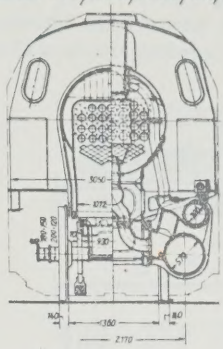
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Die Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

## Abb. 1. 1 D 1 - h 2 Güterzug - Tenderlokomotive (15 t Achsdruck) Reihe 86.

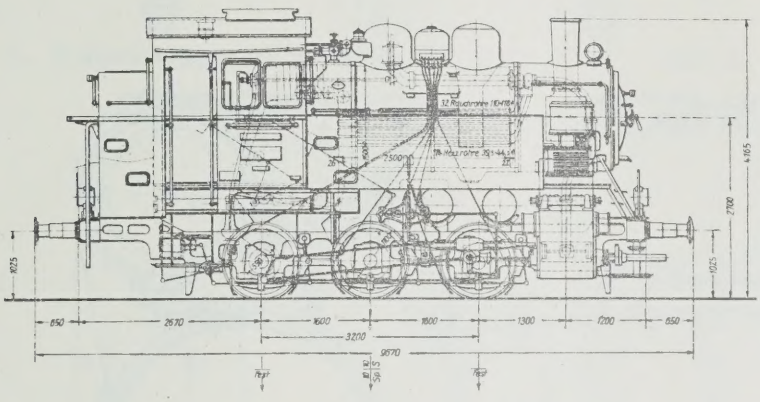
117,3/47; 2,34; 14; 570; 660; 1400; 88,5.

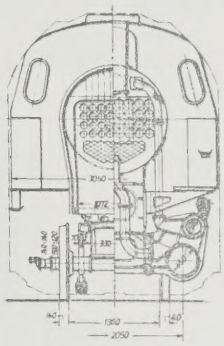




## Abb. 2. C - h 2 = Verschiebelokomotive (17,5 t Achsdruck) Reihe 80.

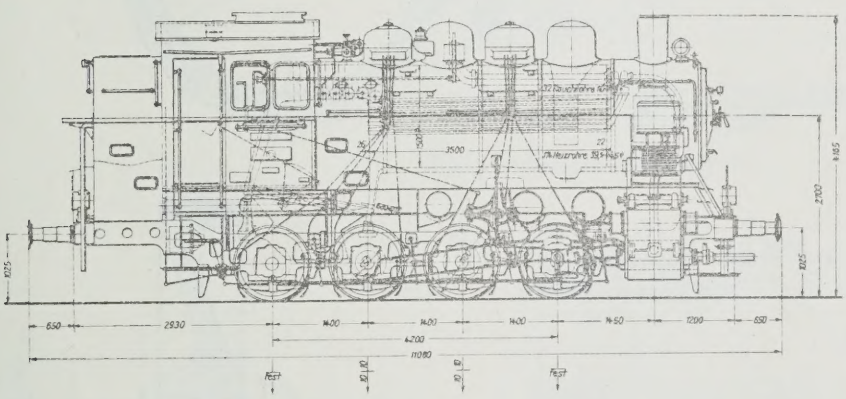
69,6/24,8; 1,5; 14; 450; 550; 1100; 54,4.

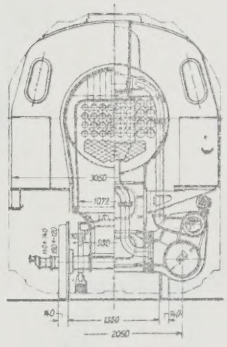




## Abb. 3. D - h 2 = Verschiebelokomotive (17,5 t Achsdruck) Reihe 81.

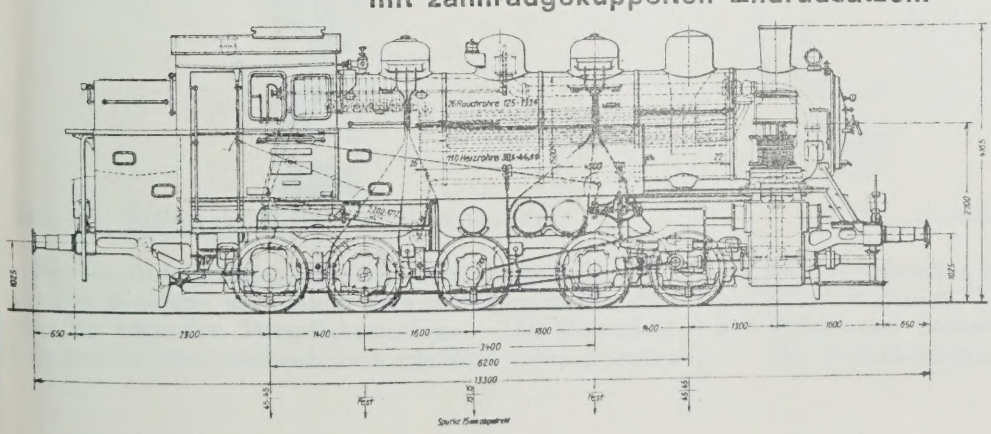
95,9/33; 1,78; 14; 500; 550; 1100; 67,5.

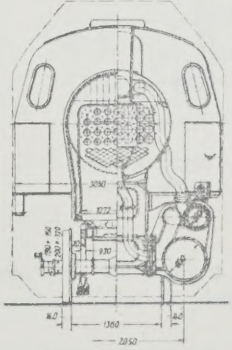




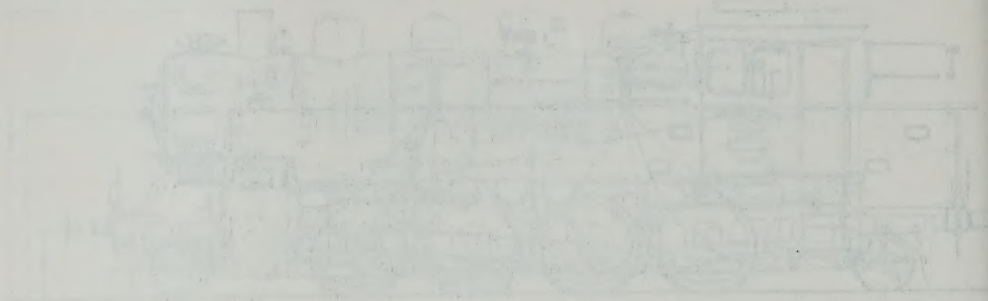
## Abb. 4. E - h 2 = Güterzug - Tenderlokomotive (17 t Achsdruck) Reihe 87 mit zahnradgekuppelten Endradsätzen.

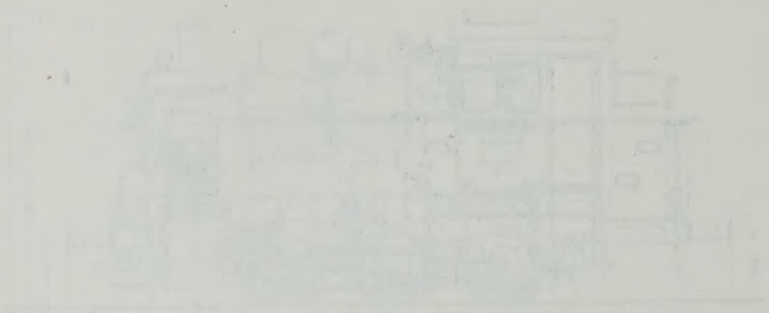
117,3/47; 2,34; 14; 600; 550; 1100; 84,8.

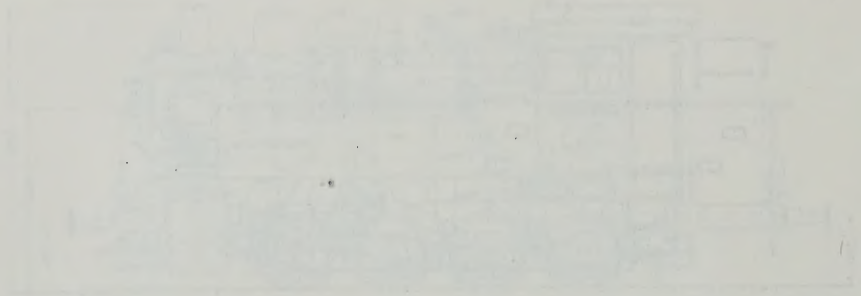


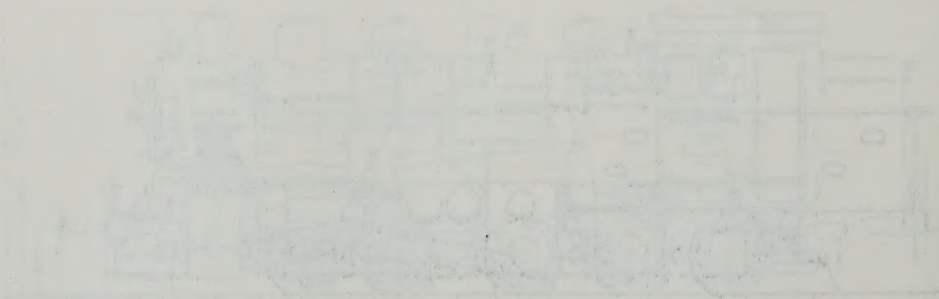


N. Kreidel's Verlag, München. Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.









nissen zugleich weitgehendste Rücksicht auf gute Reihen- und Massenherstellung und besonders auch auf die Wiederherstellung genommen.

werden, daß aus den Normenteilen ganze Teilgruppen zusammengestellt wurden, die nun sowohl als Ganzes wie auch in ihren Teilen sowohl bei derselben Lokomotivgattung wie auch

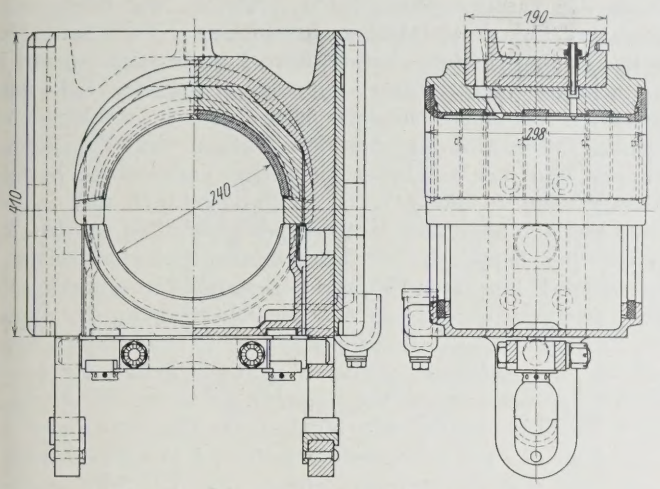



Abb. 2. Kuppelachslager der 20 t-Reihe.

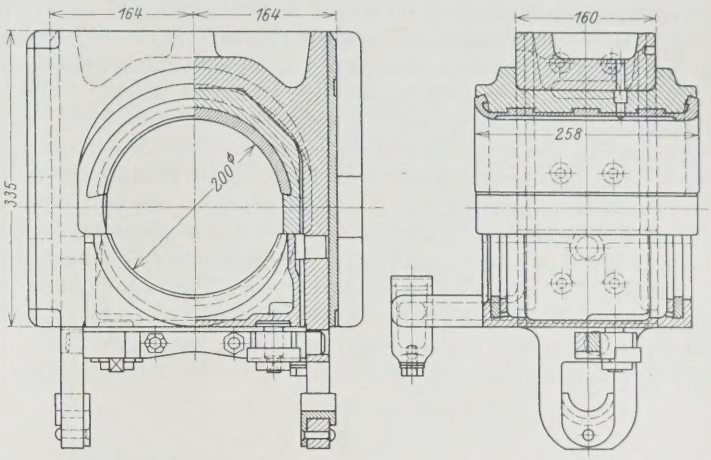



Abb. 3. Kuppelachslager der 15 t-Reihe.

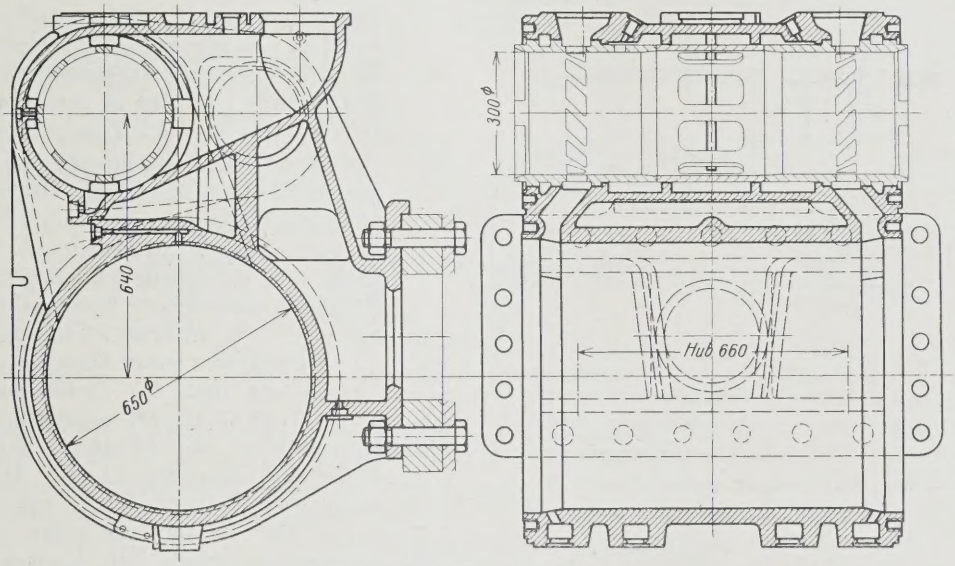



Abb. 4. Zylinder der Reihe 01.

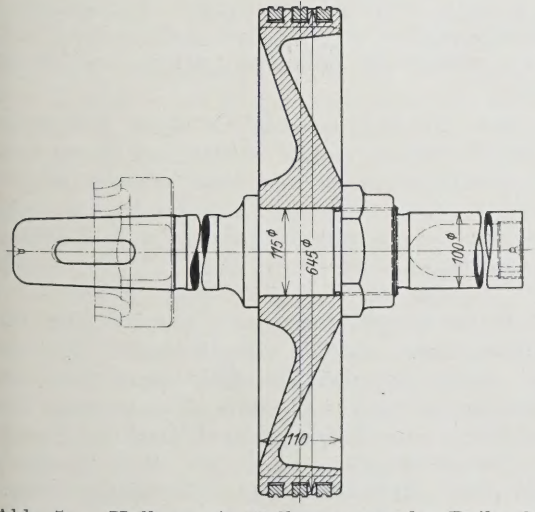



Abb. 5a. Kolben mit Kolbenstange der Reihe 01.

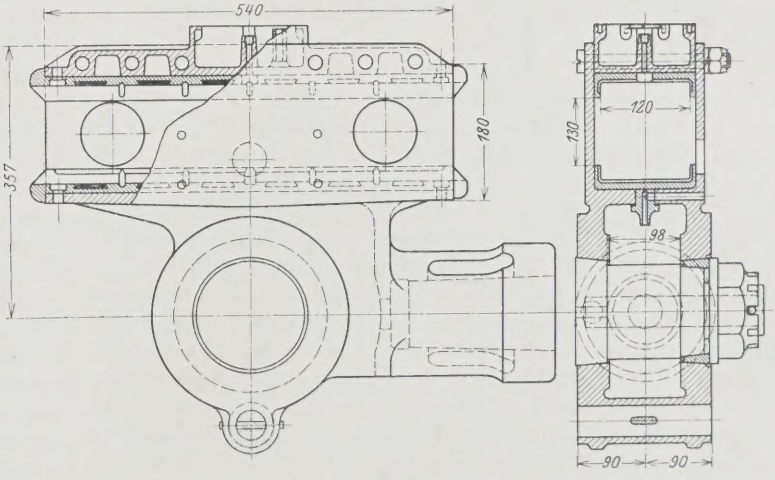



Abb. 5b. Kreuzkopf der Reihe 01.

Die Normenteile bilden also einen Teil der Bausteine jeder neuartigen Maschine und damit auch der nach diesem Programm zu bauenden Dampflokomotiven. Die Vereinheitlichung konnte jedoch dadurch noch erheblich weiter getrieben bei anderen möglichst oft wiederkehrten. Zu solchen Teilen gehören z. B. Kessel, Zylinder mit allem Zubehör, Achslager mit Federn und Federstützen usw.

Die Vereinheitlichung der Lokomotiven ging auch bei der

Reichsbahn von denselben Voraussetzungen aus wie bei allen übrigen Eisenbahnverwaltungen, nämlich von den verschiedenen Betriebszwecken und Leistungsplänen einerseits und von den für die einzelnen Strecken vorgesehenen Achsdrücken und Lastenzügen andererseits. Es wurde so zu Beginn der Arbeit für besonders leistungsfähig ausgebaute Strecken mit dem Lastenzuge G und E ein Achsdruck von 20 t für die schwerste und leistungsfähigste Lokomotivreihe zugrunde gelegt. Für Strecken, deren Ausbau auf 20 t auf absehbare Zeit nicht in Frage kommt, sowie für die Nebengleise der G- und E-Strecken wurde eine Typenreihe nach dem Lastenzuge H und einem rechnerischen Achsdruck von 17,5 t vorgesehen, der bei Innehaltung der zulässigen Bautoleranz von 3 % die erlaubten 18 t Achsdruck voll in Anspruch nimmt. Für die Strecken geringster Bedeutung, Nebenbahnen usw., wurde eine Typisierungsreihe mit 15 t Achsdruck aufgestellt. Es hätte sich also theoretisch eine Tabelle ergeben, die für jeden Lastenzug jede Lokomotivgattung von der größten Schnellzug- und Güterzuglokomotive

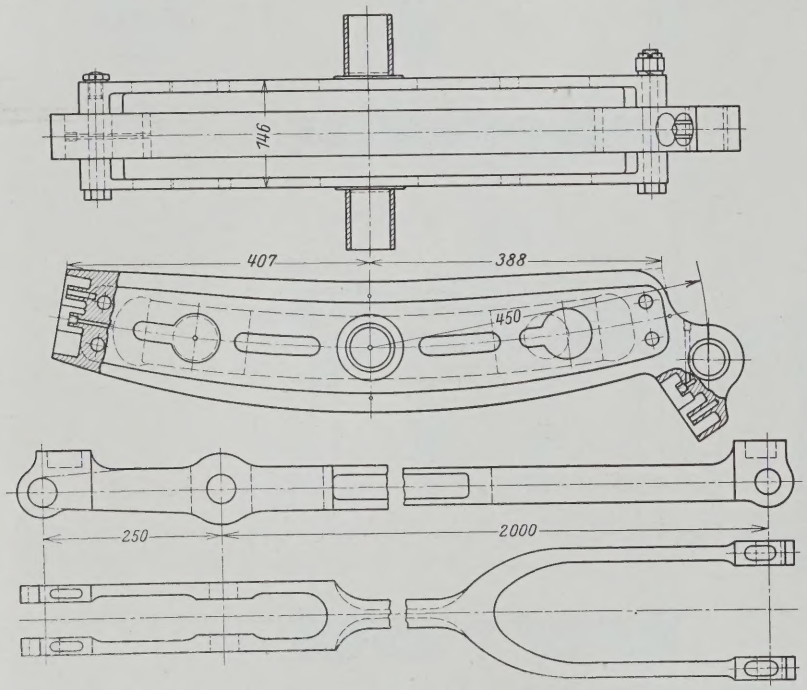



Abb. 6. Steuerungsschwinge und Schieberschubstange der Reihe 01.

einerseits bis zur kleinsten Verschiebelokomotive andererseits umfaßte. Da jedoch ein Teil der Betriebsaufgaben in jedem Netz ausfällt (so z. B. braucht die 15 t-Reihe keine ausgesprochenen Schnellzuglokomotiven und der Natur der Nebenbahn wegen überhaupt nur wenige Lokomotivtypen) und es vielfach wirtschaftlicher ist, einen Teil der Betriebsaufgaben durch Maschinen niederen Achsdruckes erfüllen zu lassen, sofern man hierdurch an Lokomotivtypen sparen kann, so blieb ein großer Teil der theoretisch möglichen Lokomotivtypen unprojektiert. Immerhin zeigt die Textabb. 1, daß sich jederzeit, wenn erforderlich, neue Typen für neue Betriebsaufgaben einfügen lassen und daß hierdurch dieses Typisierungsverfahren sehr elastisch wird. Von den in der Tabelle eingeführten Typen steht u. a. schon heute einigermaßen fest, daß die 1 C-Güterzuglokomotive mit 20 t Achsdruck auf lange Zeit nicht gebaut zu werden braucht, da noch vorhandene Ländermaschinen derselben Leistung und desselben Reibungsgewichtes vorhanden sind. Sobald deren Ausmusterung heranrückt, wird nach dem dereinstigen Stande des Streckenausbaues erst zu entscheiden sein, ob diese Typen zweckmäßig im 20 t-, im 17,5 t- oder im 15 t-Programm gebaut werden sollen mit Rücksicht auf die weitestgehende Verwendungsmöglichkeit.

Auch die Einheitslokomotiven wurden, wie bisher bei den deutschen Ländereisenbahnen üblich, von den Lokomotivfabriken in enger Fühlung mit dem Lokomotivdezernat der Reichsbahn-Zentralamts entworfen, doch wurde wegen der Größe der zusammenhängenden Arbeiten, wie bekannt, ein von allen Lokomotivfabriken beschicktes Konstruktionsbüro in Berlin eingerichtet. Dieses Büro konnte nach seinem Zusammentritt nicht sofort mit den einzelnen Lokomotiventwürfen beginnen, sondern hatte zuerst jahrelange Vorstudien durchzuführen, die den Aufbau der Typisierungsgruppen und ihre möglichst vielseitige Verwendung betrafen. Praktisch wurde die Aufgabe so durchgeführt, daß in jeder Gewichtsreihe besondere Muttertypen geschaffen wurden, d. h. Typen, bei denen die zu erwartenden Schwierigkeiten in voraussichtlich größten Umfang vorhanden waren und aus dem Wege geräumt wurden, so daß die Übertragung der Bauanseinzelheiten auf die Tochtertypen stets eine Erleichterung, niemals das Auftreten größerer Schwierigkeiten als bei der Muttertype bedeuten sollte. So z. B. ist in der 20 t-Reihe die 1 E-Lokomotive, als Muttertype für die Reihe 1 D, 1 C, 1 E 1-Tenderlokomotive, 1 D 1-Tenderlokomotive gewählt worden, ebenso die 2 C 2-Personenzugtenderlokomotive als Muttertype für die 2 C-Personenzuglokomotive. Bei den schwereren Rangierlokomotiven der 17,5 t-Reihe wurde die kleine C-Lokomotive wegen der Gewichtsschwierigkeiten als Muttertype für die Gattungen C, D und E zuerst durchgebildet.

Wichtig für das Gelingen der Typisierung muß es sein, daß alle betrieblichen und Werkstatterfordernisse gewahrt blieben und trotz Übergreifens vieler Bauteile in andere Gattungen nirgendwo der Konstruktion Zwang angetan wurde. Was ein solcher Zwang bedeute, hatte sich bei einem früheren Typisierungsversuch der Preußisch-Hessischen Staatsbahn gezeigt. Dort war aus der 1 E-Güterzuglokomotive Gattung 58 (G 10) durch Fortlassen einer Kuppelachse und Verkürzen des Langkessels und des Stehkesselmantels die leichte Type G 45.17 (G $8^2$) geschaffen worden. Diese einfachste Form der Ableitung hatte sich jedoch als ein Mißerfolg herausgestellt, da der so verkürzte Kessel nicht wirtschaftlich genug war. Darum mußte es eines der ersten Erfordernisse der Reichsbahn-Typisierung gelten, daß die Kessel zwar auf möglichst wenige Bauformen zu beschränken waren, andererseits aber in sich möglichst harmonisch durchgebildet und nur in Leistungsstufen so unterteilt sein sollten, daß sich für jede zu erwartende Lokomotivgattung ein geeigneter Kessel ergab.

Wie schon erwähnt, brachte die erste Arbeitszeit des Vereinheitlichungsbüros nicht fertige Lokomotiventwürfe, sondern Typisierungsgruppen, von denen einzelne als Beispiel gezeigt werden sollen. Textabb. 2 z. B. ist das Achslager der gekuppelten Achsen (mit Ausnahme der Treibachsen, die durchweg Obergethmannlager erhalten) für die 20 t-Reihe, Textabb. 3 dasselbe für die 15 t-Reihe. Textabb. 4 zeigt einen Zylinder, wie er in Stufungen von 450, 500, 570, 600, 660, 720 mm Durchmesser an den verschiedensten Lokomotiven vorkommt. Selbst bei den Verschiebelokomotiven, wo der niedrige Raddurchmesser von 1100 mm einen kleineren Kolbenhub und damit ein anderes Zylindermodell bedingt, ist auf weitgehendste Übereinstimmung aller vom Hub unabhängigen Teile, wie Kolben, Zylinderdeckel, Kolbenstangen usw. hingearbeitet worden. Wie ersichtlich, ist jeder Zylinder als Gußstück völlig symmetrisch, d. h. es gibt für rechts und links nur ein Modell, und alle Zubehörteile sind für denselben Durchmesser völlig gleich und austauschbar. Bisher haben sich für die zunächst durchgearbeiteten 20 Gattungen nur etwa 12 Zylindertypen erforderlich erwiesen. Auch bezüglich des

dlichen Raumes sind die Anforderungen an den Zylinder inheitlicht worden. Er wird möglichst gleichmäßig überall 9% bemessen. Weitere Typisierungsgruppen sind z. B. benstangen und Kreuzköpfe (Textabb. 5); Steuerungs-ingen mit Schieberschubstange sind in Textabb. 6 für 20 t-Reihe dargestellt, die einzige verwendete Laufachse der -Reihe in Textabb. 7 und die der 15 t-Reihe in Textabb. 8.

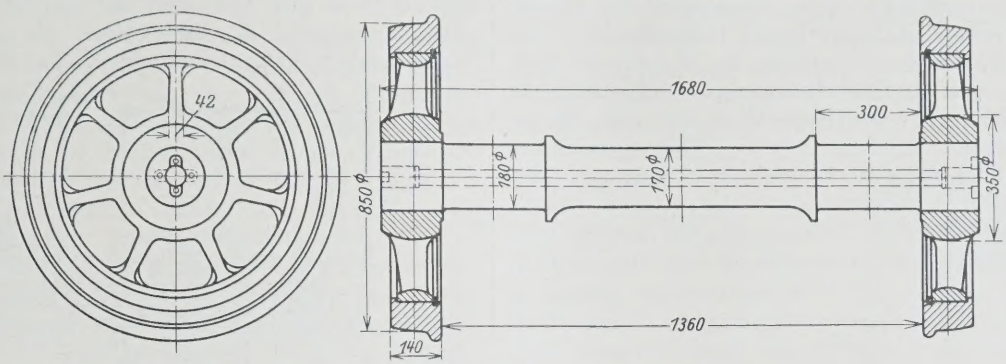



Abb. 7. Laufradsatz der 20 t-Reihe.

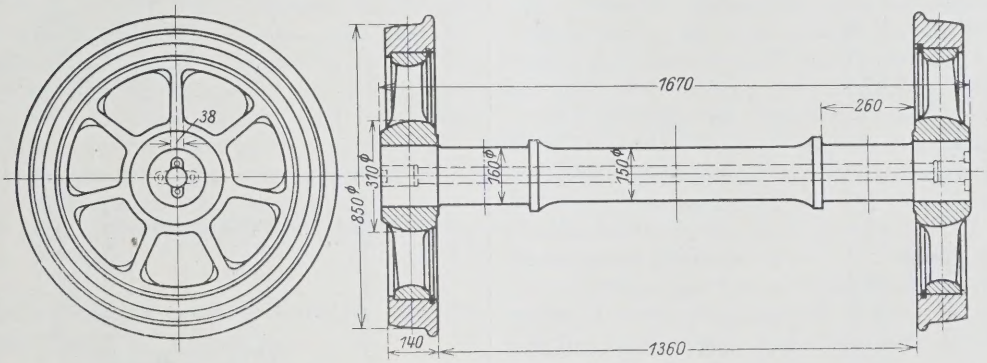



Abb. 8. Laufradsatz der 15 t-Reihe.

Da auch der Mindestabstand zwischen den Achsmitten jeden Raddurchmesser typisiert wurde und sämtliche nsklötze auf Achsmitte angeordnet wurden, fernerhin auch tliche gekuppelten Achsen aller Lokomotiven grundsätzlich nsklötze erhielten, um ihre gleichmäßige Abnutzung sicher-ellen, ergab sich auch hierdurch weitgehende Zusammen-ng von gekuppelten Radsätzen und Kuppelstangen.

Für die Kessel wurden bisher für die regelspurigen Loko-iven vier Durchmesser vorgesehen, nämlich 1900, 1800, 1700 1500 mm. Grundsätzlich wurde das Verhältnis der Rost-ıe zur Heizfläche bei allen Lokomotiven annähernd gleich ) ausgeführt. In jedem Kessel wurde an sich unabhängig die timmung der Heizflächen durchgeführt. Zu dem Zweck de die Bauart des Überhitzers, die bisher einseitig auf einen ellangen Kessel zugeschnitten war, freigegeben und hierdurch größere Vielfältigkeit als bisher im Kesselbau eingeführt. solches Verfahren widerspricht nur scheinbar den Grund-en der Typisierung. Bei der Spezialisierung der Aus-erungswerke auf nur wenige Lokomotivgattungen dürfte jedoch die größere Mannigfaltigkeit in der Überhitzer- und chrohrausführung in der Lagerhaltung kaum bemerkbar hen, andererseits spricht sich der Einfluß der Kessel-immung im Kesselwirkungsgrade, d. h. im Kohlenver-ıch sehr stark aus. Auch ist zu bemerken, daß sämtliche vendeten Rohre Normrohre, also billig und ohne Zeit-ust zu erhalten sind. Außerdem gelang es, in großem Um-ge Kesselteile übereinstimmend miteinander zu gestalten. nders trifft dieses auf die Kümpelteile des Langkessels zu, alle Speise- und Reglerdome und Schlammsäcke für tliche Kessel eines Durchmessers gleich sind, ebenso für Kümpelteile des Stehkessels. Hier sind bei fast allen Kesseldurchmessern die Rostflächen für jeden Durchmesser gleich breit angesetzt worden; ihre Unterschiede drücken sich in der verschiedenen Stehkessellänge aus, so daß auch diese Kümpelteile der ganzen Reihe völlig übereinstimmen.

Die Kesselausrüstung ist naturgemäß für die Kessel sämtlicher Bauarten möglichst übereinstimmend festgelegt worden. An Strahlpumpen waren drei vorgesehen:

1. für die Kessel unter 100 m² Heizfläche,
2. für sämtliche mittlere Kessel bis zu 200 m² aufwärts,
3. für die größten Kessel über 200 m² Heizfläche.

Hierfür sind drei Strahlpumpen mit Leistungen von 125, 250 und 350 l/Min.-Leistung vorgesehen worden. Die beiden ersten entsprechen alten preußischen Typen, die dritte ist von

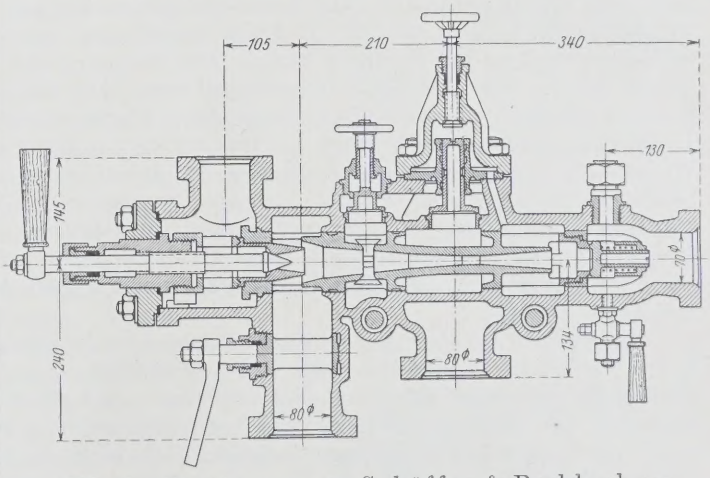



Abb. 9. Strahlpumpe von Schäffer & Buddenberg.

Schäffer & Buddenberg neu gebaut und aus später zu erörternden Gründen für das Ansaugen erwärmten Speisewassers vorgesehen (Textabb. 9). Kolbenpumpen wurden durchweg in Verwendung mit in einem besonderen Dom untergebrachten Speisewasserreinigern für sämtliche Streckenlokomotiven, nicht aber für die Verschiebelokomotiven vorgesehen, und zwar

wurden bisher zwei Pumpengrößen eingebaut, nämlich die Knorr-Nielebock-Pumpe für 250 l Leistung einer Kesselheizfläche bis zu 200 m² entsprechend und eine größere von 300 l Leistung für Kessel mit darübergehender Leistung. Alle Streckenlokomotiven wurden mit dem Oberflächenvorwärmer der Bauart Knorr ausgerüstet, der zum ersten Male unter Anlehnung an amerikanische Vorbilder hoch oben in einer Rauchkammernische quer untergebracht wurde. Diese Anordnung ermöglicht sehr kurze Rohrleitungen und gleichzeitig eine Wiedergewinnung des im Vorwärmer aufkommenden, von Kesselstein freien Kondensats und seine Rückführung in den Tender durch einen Ölabscheider hindurch. Neben den wärmetechnischen Vorteilen, die die Wassergewinnung bietet, erlaubt sie auch noch die Wiederverwendung von etwa $^1/_6$ bis $^1/_7$ des verdampften Wassers, das frei von jedem Kesselstein ist, und die Erhöhung des Fahrbereichs der Lokomotiven entsprechend einem gedachten Tendermehrinhalt von etwa 14 %.

Eine ähnliche weitgehende Übereinstimmung gelang es für die Bauart der Tender zu finden. Für sämtliche Lokomotiven wurden grundsätzlich drei verschiedene Tenderbauarten vorgesehen und zwar für die schwersten, lange Strecken durchfahrenden Maschinen ein vierachsiger Tender mit zwei Stahlgußdrehgestellen, der 32 m³ Wasser und 10 t Kohle faßt, ein dreiachsiger Tender für 20 m³ Wasser und 7 t Kohle, der sich sowohl zum Anhängen an schnell- wie langsam laufende Lokomotiven von mittlerem Fahrbereich eignet, und endlich ein leichter dreiachsiger Tender für 16 m³ Wasser und 5 t Kohle vorzugsweise für leichtere Lokomotiven. Daneben ist noch als Übergangsmaßregel ein vierachsiger Tender mit 30 m³ Wasser und 10 t Kohleinhalt entwickelt und gebaut worden, der vorn ein Drehgestell und hinten nach bayerischem Muster zwei im Hauptrahmen liegende eng aneinander herangezogene Tragachsen hat. Dieser Tender ergibt einen kürzeren Radstand als der 4 T 32; er ermöglicht in Verbindung mit den größten Lokomotiven der 20 t-Reihe noch ein Drehen auf 20 m langen Drehscheiben und ist gedacht zur aushilfsweisen Verwendung in der Übergangszeit, während deren noch nicht alle in Frage kommenden Lokomotivwendebahnhöfe mit 23 m-Drehscheibe ausgerüstet sind.

Es sind nun grundsätzlich alle Tenderanschlüsse, sowohl die Zug- und Druckverbindungen als auch die zahlreichen Anschlüsse für Wasser, Heizung und Bremse nach einem einheitlichen Typisierungsplan so durchgebildet worden, daß jede Tenderbauart mit jeder Lokomotivbauart ohne weiteres verbunden werden kann. Das bedingte naturgemäß auch, daß sämtliche Tenderanschlüsse der Lokomotiven innerhalb aller Gattungen gleich sind. Als besonderes Typisierungsmerkmal sei hier die in Textabb. 10 dargestellte Wasserschlauchkupplung gezeigt, die sich wesentlich von den bisherigen dadurch unterscheidet, daß die Wasserschläuche sehr lang gemacht und ganz nahe der Längsmitte der Fahrzeuge durchgeführt sind. Hierdurch ist die Lebensdauer der Schläuche gegenüber der früheren seitlichen Anbringung ganz beträchtlich verlängert worden.

Naturgemäß ist eine ganze Anzahl Lokomotivteile selbst bei weitgehender Typisierung der Vereinheitlichung nicht zugänglich und daher jeder Lokomotivgattung eigentümlich; innerhalb der Gattung ist allerdings auf Austauschbarkeit durch toleranzgemäße Bearbeitung in jedem Falle Wert gelegt worden. Solche Teile sind in erster Linie die Lokomotivrahmen. Sämtliche typisierten Einheitslokomotiven sind mit Rücksicht auf die bisherigen guten Erfahrungen der Länderverwaltungen mit Barrenrahmen aus gewalzten Barrenplatten ausgeführt worden. Die Barrendicken sind bei der 20 t-Reihe 100 mm, bei der 15 t-Reihe 70 mm, ebenso bei den leichten Lokomotiven der 17,5 t-Reihe. Bei den großen Lokomotiven der 17,5 t-Reihe wird voraussichtlich ein 90 mm-Barrenrahmen verwendet werden. Sämtliche Lokomotivrahmen sind in Höhe ihres Obergurtes durch eine Querversteifung aus P die vorn mit dem Zylinderverbindungsstück fest verschr und hinten bis hinter die Treibachsmitte ausgedehnt ist, g Verbiegungen in der Wagrechten versteift worden. In Senkrechten wurde mit Rücksicht auf die Erfahrunge früheren Barrenrahmen-Lokomotiven die Höhe der Rah platten nur so groß bemessen, daß beim Anheben des Rah ohne Kessel und Achshalterstege die Urmaße der Ge vermessung nicht verloren gehen. Im übrigen wurde d

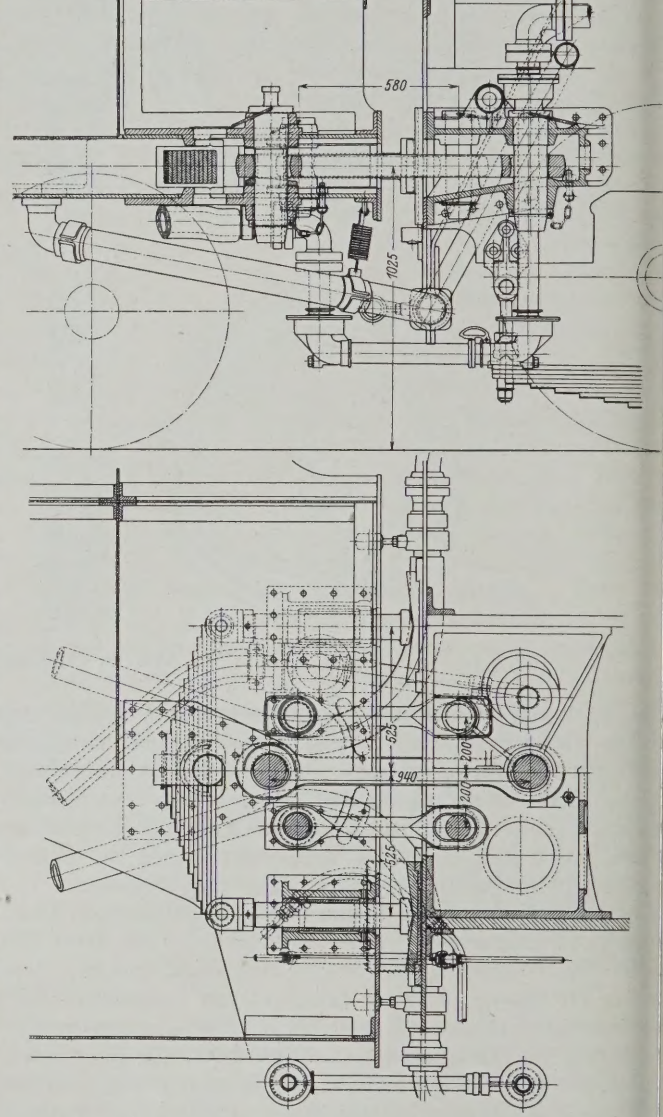



Abb. 10. Kupplungsanordnung zwischen Lokomotive u Tender.

Wert gelegt, daß bei dem unvermeidlichen Krümme Lokomotivkessels beim Anheizen der Barrenrahmen u kleines Maß in der Senkrechten folgen kann. Hierdurch i Lockern der Stehblechverbindungen, das früher bei Barrenrahmen stets beobachtet wurde, bisher gänzlich mieden worden. Die senkrechte Steifheit des Rahmens aber ausreichend, um die vom Gleis ausgehenden senkre Stöße im Rahmen selbst aufnehmen und in die Ausg vorrichtungen ableiten zu können.

Bei den Querverbindungen der beiden Rahmenwa die in größerem Umfange als früher aus Stahlguß herg sind, war ebenfalls nur gelegentlich eine Übereinstim zwischen verschiedenen Gattungen zu erreichen; der

ür liegt darin, daß besonders die vorderen Rahmenver-
ngen zwischen den Zylindern einerseits von der Zylinder-
, andererseits vom Kesseldurchmesser abhängig sind.
die hinteren, den Stehkessel tragenden Stahlgußver-
ngen sind naturgemäß in großem Umfange von der
nordnung einerseits und von der durch die gesamte
motivbauart andererseits bedingte Rahmenlage in der
esselgegend abhängig.

Frei mußte, um der Lokomotivbauart keinen Zwang
un, auch die Mehrzahl der Treibstangen und der Treib-
erne bleiben; bei diesen sind Abweichungen durch das
engewicht und die davon abhängenden Gegengewichte
meidlich. Auch die Aschkasten haben sich als ein undank-
Typisierungsobjekt erwiesen, da sie von der Lage der
en sowohl wie von der Rostanordnung abhängig sind.
gelang es nur, ihre hauptsächlichen Einzelteile zu
ieren.

Das Typisierungsprogramm konnte nun unter dem Druck
ußeren Verhältnisse nicht völlig akademisch durchgeführt
en, sondern es ergab sich sehr bald aus den Forderungen
Betriebes heraus die Notwendigkeit, die eine oder die
e Gattung ohne Rücksicht darauf, ob es sich um Mutter-
Tochtertypen handelte, vorwegzunehmen. Da aber die
ertypen schon weitgehend vorbereitet waren, ergab das
egnehmen einzelner Gattungen mitten aus den Reihen
s keine unerwarteten Schwierigkeiten, und es gelang,
unter diesen erschwerenden Umständen das Programm
einen offenkundigen Vorzügen restlos zu erhalten.

Es entstanden nun nacheinander die Lokomotivbauarten,
n folgenden mit ihren Hauptmerkmalen gekennzeichnet

### h 2 und h 4 v Schnellzuglokomotive Reihe 01 und 02.

(Abb. 1 bis 3, Taf. 6).

Die 2 C 1-Schnellzuglokomotive für 20 t Achsdruck ist in
Varianten gebaut worden und zwar in der Reihe 01 als
ngslokomotive und der Reihe 02 als Verbundlokomotive.
dieser grundsätzlichen Abweichung im Triebwerk sind
en ersten Lokomotiven dieser Achsanordnung durch
ldung zweier wesentlich voneinander verschiedenen
lformen weitere Spielarten entstanden. Die äußeren
ssungen der beiden Kessel sind jedoch so gehalten, daß
geneinander ausgetauscht werden können. Dabei ist für
o entstandenen vier verschiedenen Lokomotivformen
er und innerer Aufbau auf Grund des gleichen Betriebs-
amms durchgeführt worden, um durch den praktischen
ch die viel umstrittene Frage der betrieblich und wirt-
lich günstigsten Lösung für den endgültigen Weiterbau
zu können. Sie sind konstruktiv außerdem derart auf-
ler abgestimmt, daß ohne Schwierigkeiten die nach-
senermaßen überlegene Form als Grundbauart die andere
Austausch ablösen kann. Der Ausfall der vergleichenden
che zwischen 01 und 02 Lokomotiven führte dazu, daß
er zweiten Lieferung ab nur noch die Zwillingslokomotiven
beschafft wurden.

Das Bauprogramm sieht die Beförderung schwerster
ge bis zu 800 t Gewicht vor. Die Höchstgeschwindigkeit
t 110 km/h. Der ausgesprochene Charakter der Loko-
e als Flachlandmaschine bedingte dabei 2000 mm Treib-
rchmesser. Den hohen Leistungen genügen die 238 bzw.
² Heizfläche der beiden Kessel vollauf, da in dem reichlich
senen Überhitzer, Vorwärmer und dem großen Wasser-
Reserven stecken und bei der mit 20 mm Wassersteg
ildeten Rohrteilung sowie der großen gering belasteten
mpfungsoberfläche die Heizflächen als wirklich voll-
anzusprechen sind. Bei voller Ausnutzung des Achs-
es und höchster Anstrengung des Kessels — jedoch ohne Inanspruchnahme der Kesselreserve — lassen sich 2500 $PS_i$ bzw. bei dem größeren Kessel 2600 $PS_i$ erzielen. Der in Textabb. 11 wiedergegebene Kessel mit 6,8 m Rohrlänge ist inzwischen auf Grund der guten Versuchsergebnisse und seiner baulichen Vorzüge für die Weiterbauten in Aussicht genommen. Die an späterer Stelle*) besonders behandelten Gesichtspunkte für die Entwicklung dieses Kessels gestatten eine erhebliche Kürzung der langen Rauchkammer im Interesse einer Vergrößerung des Wasserinhaltes und damit auch die sehr wünschenswerte Vorverlegung des Schwerpunktes. Abb. 3 der Tafel 6 zeigt die Anordnung des Regelkessels auf der Vierzylinder-Verbundmaschine, auf der er zuerst erprobt wurde.

Bei beiden Kesselformen — wie grundsätzlich auch bei den übrigen Einheitskesseln — ist der Stehkessel mit geraden Seitenwänden ausgebildet worden, so daß die Feuerbuchse ohne Schwierigkeiten nach unten ausgebaut werden kann. Stetige Erweiterung der schmalen Feuerbüchswasserräume nach oben ermöglicht bei der stark gesteigerten Dampfentwicklung ein ungehindertes Abströmen der Dampfblasen. Dadurch erhalten auch die oberen Stehbolzenreihen die für die Lebensdauer wünschenswerte größere Länge. An allen Übergängen sind starke Abrundungshalbmesser gewählt, so daß beim Wachsen der Wände die Beanspruchungen klein gehalten werden. Zur Vermeidung jeglicher Vorspannungen durch den Zusammenbau wird der Bodenring erst eingenietet, nachdem alle Decken und Seitensteh-

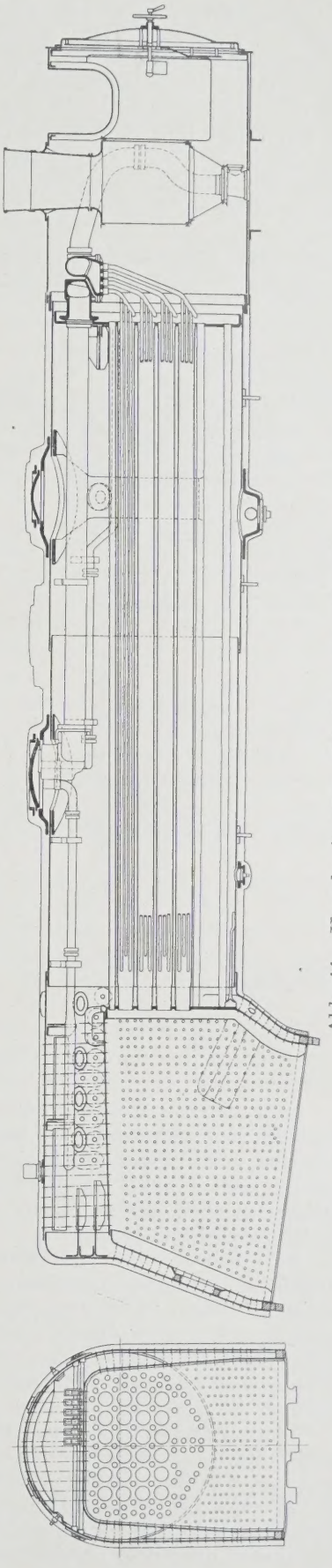


Abb. 11. Kessel mit 6,8 m Rohrlänge der Reihe 01.

*) Siehe Seite 107.

bolzen fest eingezogen sind. Größter Wert ist auf Schonung des Kessels gelegt durch kräftige, dem Wärmewachsen der verschiedenen Kesselteile aber weitgehend Rechnung tragende Versteifung. Dazu gehört auch die Fernhaltung der schädlichen Einflüsse der Kesselsteinbildner durch Ausrüstung mit Schlammabscheidern in besonderem Dom. Textabb. 12 zeigt die neueste Ausführung, bei der das Speisewasser von den beiden Pumpen tangential in einen Schleudertopf im Dom eingespeist wird. Aus der Bodenöffnung tritt das Wasser schirmartig auseinandergetrieben auf den heißen Winkeleisenrost, wo es bis zur Ausscheidung der ausfällbaren Kesselsteinbildner erhitzt wird. Der Schlamm wird in seitlichen Blechtaschen dem Sammeltopf am Boden des Langkessels unter Umgehung des gefährdeten Rohrbündels zugeführt.

Großer Wert ist bei allen Kesseln auf gute Auswa möglichkeit gelegt. So besitzt der große Kessel a 32 Luken, von denen 24 den Stehkessel zugänglich mac

Auf die Verbesserung der Dampfwirtschaft ist bei sä lichen Lokomotiven gerade bei der Durchbildung vieler Ei elemente besonderer Wert gelegt worden. Die fein einr baren Sicherheitsventile Bauart Ackermann lassen Dr verluste nicht mehr aufkommen, sichern aber trotzdem Einhaltung des Kesselhöchstdruckes bei voller Kesse strengung.

Luft- und Wasserpumpe arbeiten mit Verbundwirk und die Förderleitungen sind reichlich bemessen, so daß hier von vornherein Leistungsverluste vermieden wer Das gleiche gilt von dem im hinteren Dom untergebrac

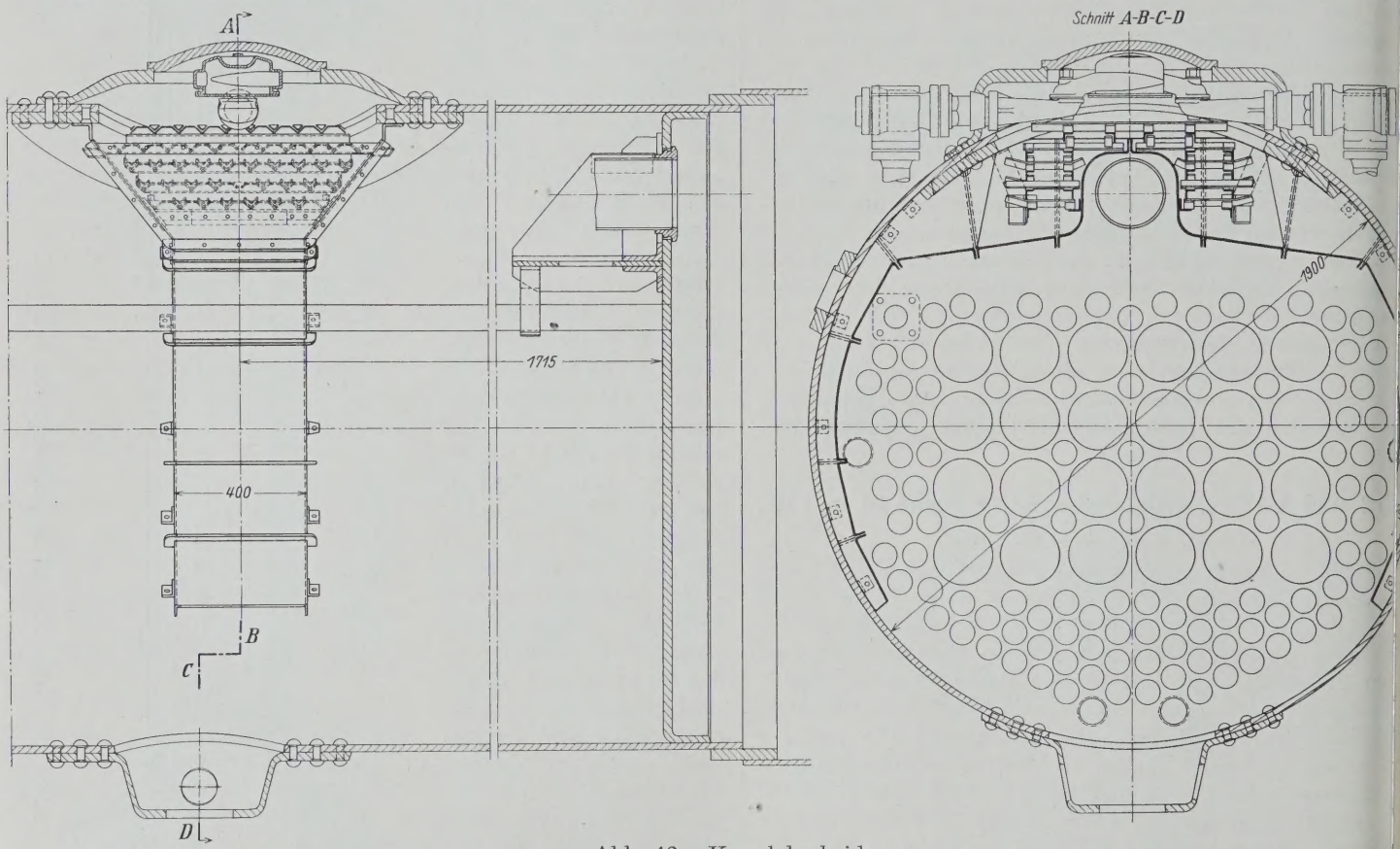



Abb. 12. Kesselabscheider.

Dem gleichen Zweck — der Schonung des Kessels — dient der vom Führerstand aus bedienbare Kipprost, mit dem sich eine schnelle und dabei leichte Feuerreinigung bewerkstelligen läßt. Hand in Hand damit mußte die Ausrüstung des Aschkastens mit Bodenklappen gehen, so daß das früher lästige Ascheziehen entfällt.

Bezüglich der Kesselausrüstung möge noch auf die allen Kesseln gemeinsame Ausführung des Wasserstandes hingewiesen werden. Der obere Gehäuseanschluß ist zur Vermeidung trügerischer Anzeige über lange Bügelrohre an den Dampfraum des Kessels angeschlossen. Die Wasserstandsgläser sind so lang, daß sie die ganze Dampfraumhöhe sichtbar machen.

Die mit Dampf betriebenen Hilfseinrichtungen der Lokomotive liegen bei den großen Kesseln weit auseinander. Dementsprechend sind jeweils zwei Dampfentnahmestutzen am Kessel vorgesehen, die den Dampf durch je eine innerhalb des Kessels verlegte Rohrleitung aus dem Dampfdom entnehmen. Der eine Stutzen liegt unmittelbar vor dem Führerhaus, der andere an der Rauchkammer, wo er über ein kurzes Verbindungsrohr an die Rohrwand angeflanscht ist.

Naßdampf-Ventilregler und den Frischdampfleitungen zu Zylindern. Er gestattet durch den leichten Gang infolge vollständigen Entlastung vom Kesseldruck bei weitem schnitt eine außerordentlich feinfühlige Reglung der Da entnahme trotz der notwendigen Bauhöhenbeschränkun

Aus Sicherheitsgründen ist für die während langer D fahrten nicht zugänglichen Teile des Treib- und Laufw eine zentrale Schmierung vorgesehen worden, deren Pu auf dem Führerstand angeordnet sind. Die Ölzufuhr nac unter Dampf gehenden Teilen wird zur Vermeidung Überschmierens durch Schaugläser in den Leitungen überw Gegen das Leerlaufen der teilweise langen Leitungen sind vor den Schmierstellen Ölsperren eingebaut, so daß mit setzen der Ölförderung die Laufstellen auch Öl erhalte

Die Kuppelstangen sind mit Buchsen auf den Z gelagert. Nachstellbar sind nur die Treibstangenlage denen die Keile hinten liegen, so daß bei Nachstelle zunehmender Abnutzung keine nennenswerte Verlagerun Kolbens gegenüber dem Zylinder auftritt. Es mußte h besonders Bedacht genommen werden, weil zur Erzielung sparsamen Dampfwirtschaft die erwähnten kleinen schäd

ume verwirklicht wurden, denen auch kleine Abstände der olben von den Deckeln in den Totlagen entsprechen. Die einsten Abstände betragen beispielsweise bei der Zwillingsomotive 10 mm.

Zur guten Dampfverteilung bei kleinem Steinspringen ist die hier maßgebende Vorwärtsfahrt die außenliegende usinger-Steuerung mit Hängeeisen hinter der Schwinge ausbildet. Die Steuerung des Innentriebwerkes der Verbundaschine wird durch 180°-Versetzung von der Außensteuerung er kurze Übertragungswellen abgeleitet. Es liegen dementrechend jeweils ein äußerer Niederdruckzylinder und ein um 0° dagegen versetzter innerer Hochdruckzylinder — durch e Rahmenplatten getrennt — nebeneinander. Die Lagerung n Steuerung und Übertragungswellen ist grundsätzlich durch erstrebungen nach den Zylindern hin so durchgebildet, daß e Längskräfte durch Massenwirkungen bei schnellem Fahren f kürzestem Wege auf das als Fundament wirkende große lindergußstück abgeleitet werden. Nur so ist eine sichere nhaltung der Steuerungslage gegenüber den steuernden anten möglich.

Die Hoch- und Niederdruckzylinder sind bei der Verbundomotive in Voraussicht eines leichteren Ersatzes der stets her gefährdeten Außenzylinder voneinander getrennt ausführt worden. Die Niederdruckzylinder gleichen in allen ilen denen der 1 E-h 2 Reihe 43. Das Zylinderverhältnis rde, um die Maschine auch für die im Flachland vorrmmenden, die Wagrechte ablösenden Rampen von 5‰ eigung geeignet zu machen, zu 1:2,45 gewählt. Es ist damit e Möglichkeit einer Steigerung der Arbeitsleistung des Niederuckteiles auf der Steigung bei wachsenden Füllungen durch höhung des Aufnehmerdruckes gewährleistet.

Die Hochdruckschieber haben den Einheitsdurchmesser n 220 mm, die Niederdruckschieber von 350 mm.

Die Anordnung einer besonderen Anfahrvorrichtung ibrigt sich auf einfachste Weise durch die Verwendung der chdruckausgleicher. Sie werden beim Anfahren erst gelossen, wenn sich durch Überströmen im Aufnehmer und mit am Niederdruckkolben der dort zulässige höchste Druck n 9 at eingestellt hat. Auf diese Weise ist erreicht, daß das chste bei einer Verbundmaschine erzielbare Anfahrdrehoment jederzeit zur Verfügung steht.

Die bei allen Lokomotiven verwandten Druckausgleicher ben einen kürzesten Weg von reichlichem Querschnitt ischen den Zylinderseiten frei. Die schädlichen Räume rden durch den Umlaufkanal nicht nennenswert vergrößert, der Abschluß durch Eckventile dicht über dem Schiebernal gebildet wird. Die vier Zylinder arbeiten auf die zweite uppelachse des als Einachstriebwerk ausgebildeten Laufrkes, das genau den Abmessungen der Zwillingstype entricht. Zur reichlichen Bemessung der Kropfachsschenkel rden die Barren gegenüber der 01-Lokomotive um 50 mm seinandergerückt unter Beibehaltung der Federbasis in r Ebene der Rahmenplatten (wegen der Lastübertragung ohne omente). Die Federn sind unter dem Rahmen angeordnet d gestatten durch die Ausbildung des Gehängeträgers und s Achslager-Unterkastens eine leichte Prüfung bzw. leichten satz der Schmierpolster ohne Ausbinden der Feder.

Gute Laufeigenschaften der Lokomotive verbürgen das rende zweiachsige Drehgestell und die als Adamsachse ausbildete Schleppachse. Beide sind mit starken Rückstellern versehen.

Das zunächst überwiegende Bedürfnis nach Lokomotiven einerer Leistung und vor allem geringeren Achsdruckes führte ben den großen 01- bzw. 02-Lokomotive zur vorzugsweisen twicklung einer kleinen Schlepptendermaschine, der

**1 C-h 2 Reihe 24 mit 15 t Achsdruck** (Abb. 4, Taf. 6).

Sie ist in erster Linie für die Verwendung auf Nebenbahnen bestimmt, gleichzeitig kann sie aber auch ihrem ganzen Aufbau nach zur Beförderung leichter Züge auf den Hauptbahnstrecken herangezogen werden. Die hieraus entspringende Achsanordnung und Ausbildung als Schlepptenderlokomotive macht sie besonders geeignet für lange Nebenbahnstrecken mit Drehscheiben auf den Wendebahnhöfen. Da sie 90 km/h Höchstgeschwindigkeit hat, läßt sie sich sogar mit Erfolg für leichte Eil- und Schnellzüge auf weniger belasteten Auslaufstrecken einsetzen.

Der Raddurchmesser von 1500 mm genügt einerseits diesen Anforderungen des Personenverkehrs noch recht gut und gestattet außerdem schnelle Beschleunigung bei einer für die meistgebrauchte Geschwindigkeit dampfwirtschaftlich sparsam arbeitenden Zylindergröße, so daß gute Reisegeschwindigkeiten erzielt werden können.

Die Höchstleistung beträgt etwa 1100 Kessel-PS, die zur Beförderung von 270 t auf 10‰ Steigung mit 50 km/h oder auf 25‰ mit 20 km/h genügen. Also auch auf steilen Strecken kann die Lokomotive mit Erfolg eingesetzt werden. Sie ist in weitem Umfang mit den übrigen Gattungen der 15 t- und 17,5 t-Reihen übereinstimmend gehalten. Sie stimmt grundsätzlich mit der ihr am meisten verwandten Reihe 64 überein. Aufbau und Ausrüstung entsprechen den bei den großen Lokomotiven angewandten Grundsätzen unter Berücksichtigung der einfacheren Betriebsbedingungen. So z. B. entfällt wie bei allen kleineren Einheitslokomotiven die zentrale Achslagerschmierung.

Die führende Laufachse hat den normalen Durchmesser von 850 mm. Sie wird in einem Deichselgestell mit Rückstell- bzw. Führungsfeder geführt. Durch zwei Zugstangen vor dem Gestell ist dafür Sorge getragen, daß bei leichtester Gestellkonstruktion die jeweilige Gestellführung durch den Laufwiderstand in beiden Fahrtrichtungen nur auf Zug beansprucht wird.

15 mm Spurkranzschwächung an der Treibachse ermöglichen zwanglosen Lauf durch Bögen bis zu 140 m Halbmesser herab. Feder- und Ausgleichsystem liegen unter dem Rahmen. Nur die in den Ausgleich einbezogene Feder der Laufachse mußte wegen des kleinen Raddurchmessers hochgelegt werden. Der große Ausschlag von 110 mm bedingte zudem eine gute Federführung, die der Bund zwischen starken Führungsschuhen innerhalb des Rahmens übernimmt. Die Last wird über eine kuglige Gleitstütze auf das Stahlguß-Lagergehäuse des Gestells übergeleitet.

Als typisch für die ganzen Einheitslokomotiven möge hier auf die Ausbildung der Saugzuganlage hingewiesen werden. Das Blasrohr liegt so tief am Boden der Rauchkammer — 520 mm unter Kesselmitte — wie eine gute parallele Zusammenführung der beiden Abdampfleitungen von den Zylindern her gestattet. Dabei ist die Austrittsöffnung als Düse einfachster Art mit 110 mm so weit bemessen, daß mit geringstem Energieaufwand d. h. höchster Dampfausnutzung in den Zylindern und damit niedrigstem erfahrungsgemäß zulässigen Gegendruck der notwendige Unterdruck für die Feueranfachung erzielt wird. Die Schornsteinquerschnitte wiederum entsprechen der Forderung günstigsten Umsetzungswirkungsgrades, so daß die im austretenden Gemisch noch vorhandene Energie als Rest genügt, die Schwaden so hoch zu werfen, daß die Sicht nicht behindert wird. Als Funkenfänger ist überall das pendelnd aufgehängte großmaschige Sieb verwendet, das zylindrisch den Saugkegel des Dampfes umschließt. Das Rütteln während der Fahrt bewirkt von selbst die Reinigung von Flugasche.

Muttertype für die Reihe 24 war die wegen der Gewichtsbeschränkung schwieriger zu entwickelnde

**1 C 1-h 2 Tenderlokomotive Reihe 64 mit 15 t Achsdruck.**
(Abb. 5, Taf. 6.)

Das Leistungsprogramm entspricht in allen Teilen dem der Reihe 24, nur der Verwendungszweck ist ein anderer. Als Tenderlokomotive mit gleich guten Fahreigenschaften in beiden Laufrichtungen soll sie auf kurzen Nebenbahnstrecken ohne Drehscheiben vorzugsweise Personenzüge, im Flachland auch gemischte Züge fahren. Ebenso eignet sie sich für dichten Pendelverkehr, also Bedienung von Vorortverkehr, wo sie heute auch auf Hauptbahnen eingesetzt ist.

Bis auf den hinteren Rahmenteil stimmt sie in allen Maßen mit der Reihe 24 überein. Da auch die Steuerung unter diesen Umständen zweckmäßig zu übernehmen war, mußte ihre Durchbildung von der Tenderlokomotive ausgehen. Sie ist demnach mit hinter der Schwinge liegender Kuhn'scher Schleife ausgebildet, so daß die Steuerungsverhältnisse vorwärts wie rückwärts gleich sind.

Soweit es bei den Einheitslokomotiven baulich durchführbar war — und das ist bei den meisten der Fall — wurde beim Ausgleichsystem eine Vierpunktabstützung angestrebt. So sind auch hier bei der völlig symmetrischen Lokomotive die vordere Lauf- und Kuppelachse durch beiderseitigen Längsausgleich zu den vorderen beiden Stützpunkten zusammengefaßt und die übrigen Achsen zu den hinteren.

Zur möglichst hohen Ausnutzung des Reibungsgewichtes waren beiderseits sechs Sandtreppen vorzusehen, bei denen eine Düse den Sand aufwirbelt, die zweite ihn den Rädern vorn bzw. hinten zuleitet. Grundsätzlich ist wie bei allen Lokomotiven das Bremsgestänge durch Winkelhebel und Querzugstange am vorderen Bremsbalken in sich derart ausgeglichen, daß auch bei Bruch eines Klotzes beide Gestängeseiten gleichmäßig weitertragen. Der Ausgleich ist notwendig wegen der aus Gewichtsgründen zugelassenen hohen Beanspruchung der Bremsteile.

Die Vorräte sind zu beiden Seiten des Langkessels und hinter dem Führerhaus untergebracht.

**2 C 2-h 2 Personenzugtenderlokomotive für 20 t Achsdruck Reihe 62.** (Abb. 6, Taf. 6.)

Die nach dem Kriege veränderte Verkehrslage auf einem Teil des Netzes besonders die Entstehung von Reststrecken an den neuen Landesgrenzen machte die vorzugsweise Entwicklung dieser Type innerhalb des Bauprogramms notwendig.

Alle diese Strecken bedingen eine Lokomotive, für die sich das Wenden bei Ausrüstung mit Tender unwirtschaftlich gestalten würde.

Der Raddurchmesser ist vorzugsweise für die übliche Durchschnittsgeschwindigkeit der Personenzüge von 75 bis 80 km/h bemessen und reicht mit 1750 mm noch aus für die ebenfalls beabsichtigte Beförderung von Schnellzügen mit 100 km/h auf den gleichen Strecken.

Dem gesamten Bauplan gemäß lehnt sich die Lokomotive in ihrem Aufbau, soweit nicht ihre Eigenart als Tenderlokomotive Abweichungen bedingt, eng an die kommende Reihe 20 mit Schlepptender an. Der Kessel mit allem Zubehör, die Zylinder, das Laufwerk bis zur fünften Achse, desgleichen der Rahmen, Triebwerk, Steuerung, Drehgestelle, Federung u. a. m. sind mit ihr vollkommen gleich. Außerdem ist der Kessel austauschbar gegen denjenigen der 1 E 1, Reihe 84. Die Rauchkammer, wie bei den Lokomotiven 01 und 02 durch einen Zwischenring mit dem Langkessel verbunden, verbleibt hierbei auf dem Fahrgestell. Eine Reihe weiterer Teile stimmen mit den übrigen Lokomotiven der 20 t-Reihen überein; die Zylinder, Treib- und Kuppelachslager sind austauschbar mit denen der Reihe 44, die Stangen mit denen der Reihe 01, ebenso Drehgestelle und Kreuzköpfe.

Der Achsstand ist unsymmetrisch ausgebildet; zur u behinderten Entwicklung des Stehkessels ist der Abstar zwischen zweitem und drittem Kuppelradsatz auf 2850 m gebracht worden. Der feste Achsstand beträgt damit 5000 mr Bei 1800 mm Durchmesser des Kessels und nach unten herau nehmbarer Feuerbüchse konnte der Rost ohne Behinderu seitlich über die Kuppelräder hinausragen, so daß die thermisc ungünstige schmale Feuerbüchse vermieden wurde. D sieben Radsätze gestatten die Unterbringung eines leistung fähigen Kessels und reichlichen Überhitzers neben den Betrieb vorräten.

Der Kessel gibt eine Höchstleistung von etwa 2000 P und eine Dauerleistung von 1500 $PS_i$ ab. Dementsprecher vermag die Lokomotive bei der Höchstgeschwindigkeit v 100 km/h und bei voller Kesselausnutzung in der Ebene Zü bis zu 530 t zu befördern, auf kürzeren Steigungen von 10 mit etwa 50 km/h oder auf langanhaltenden Steigung dauernd mit 40 km/h. Bei hoher Anstrengung kann sie a $25^0/_{00}$ mit 30 km/h immer noch 330 t oder dauernd 240 t fahre

Zum erstenmal bei Lokomotiven der Reichsbahn sind hi sämtliche Vorräte hinten über dem Drehgestell untergebrach Der geringe Gewinn an Wasser, etwa in seitlichen Behälter stände in keinem Verhältnis zum aufzuwendenden Gewich so daß diese Räume zur Verbesserung der Sicht freigehalt wurden. Ein wesentlicher Vorzug dieser Anordnung der Vo räte ist zudem, daß die Abnahme von Kohle und Wasser si auf diese Weise am wenigsten in einer Veränderung d Reibungsgewichtes auswirkt.

Die Ausrüstung entspricht derjenigen der großen Einhei lokomotiven, also zentrale Achslagerschmierung, Vorwärm mit Kondensatrückleitung, Schlammabscheider, elektrisc Beleuchtung u. a. m.

**1 E-h 2 und 1 E-h 3 Güterzuglokomotiven Reihe 43 und 4**
(Abb. 7 und 8, Taf. 6.)

Die ersten zwanzig 1 E-Maschinen für 20 t Achsdru wurden versuchsweise zur Hälfte als Zwillings- und als Drilling lokomotiven ausgebildet, um die dem Drilling eigentümlich Vorzüge der geringeren Rahmen- und Triebwerkbeanspruchur des günstigeren Drehmomentes verbunden mit der geringe Neigung zum Schleudern bei großen Füllungen durch Gege überstellung des einfacheren Zwillings auf ihre wirtschaftlic Berechtigung zu prüfen. Beide Lokomotiven sind wie e Spielarten der 2 C 1-Lokomotive als Versuchsausführung anzusprechen, von denen die im wirtschaftlichen Wettbewe obsiegende Bauform weiter zu beschaffen war.

Die Lokomotiven weichen lediglich im Triebwerk vo einander ab, da sie zur Erzielung eines einwandfreien V suchsergebnisses nach dem gleichen Betriebsprogramm bauen waren.

Die Lokomotive dient zur Beförderung schwerster Güt züge. Sie soll 1200 t ohne Vorspann oder Schub über die sta belasteten Mittelgebirgsstrecken fahren, auf ausgesprochen Steilstrecken von $25^0/_{00}$, unter Berücksichtigung des günstigen Einflusses schlechter Witterung auf die Reibu 600 t. Die Kesselleistung entspricht mit 2500 $PS_i$ ger derjenigen des Kessels der 2 C 1 mit den kurzen Rohren, v dem er sich nur durch die schmälere und dafür längere Feu büchse unterscheidet.

Da der Kessel frei über den Rädern entwickelt werd konnte, erhielt er auch die einfache gerade Stehkesselvord wand. Für die 1 E und 1 E 1 ist als obere Umgrenzungsli e das Lademaß I der TV mit 100 mm Höheneinschränkung d dampfführenden Teile als Sicherung gegen Überschläge s dem Fahrdraht elektrisch ausgerüsteter Strecken freigegeb Auf diese Weise war es möglich, die Kesselmitte wie bei d

ihe 62 auf 3150 mm zu legen und trotzdem noch die Kessel-
fbauten räumlich völliger durchzubilden.

Die Führung der Lokomotive übernimmt bei Vorwärts-
rt ein Krauß-Helmholtz-Gestell. Die erste und letzte
ppelachse sind um 30 mm nach jeder Seite verschiebbar
geordnet, so daß Kurven von 140 m Halbmesser anstandslos
rchfahren werden können.

Aus diesem Grunde mußten die Bremsklotzhängeeisen
r äußersten Kuppelradsätze beweglich durchgebildet werden,
mit die Bremsklötze den Seitenbewegungen der Radsätze
gen können; die Hängeeisen sind mittels einer Gelenkgabel
der Querebene der Lokomotive pendelnd an einem aufrecht
henden Kreuzgelenkstück aufgehängt. Die Lokomotiven
d neben der selbsttätig wirkenden Einkammer-Luftdruck-
emse Knorr noch mit einer Gegendruckbremse ausgerüstet,
der Ausnutzung des Reibungsgewichtes und der Antriebs-
schine zur Abbremsung der Züge auf langen Gefällstrecken
n 10‰ aufwärts dient. Sie vermeidet bei guter und ein-
her Regelbarkeit der Fahrgeschwindigkeit die kostspielige
nutzung von Bremsklötzen und Radreifen mit ihren unlieb-
men Nebenerscheinungen, den starken Erwärmungen und
nwirkungen auf den Rahmen durch mehr oder weniger
rke Ausschaltung der Federung. Nach Umlegen der Loko-
tivsteuerung entgegen der Fahrtrichtung und nach Um-
llung des in die Ausströmleitung eingeschalteten Wechsel-
niebers saugen die Lokomotivzylinder unter Umgehung von
uchkammer und Blasrohr Frischluft an. Das im Zuge
ckende Arbeitsvermögen wird in einfachster Weise über das
iebwerk zur Verdichtung der angesaugten Luft verbraucht,
lem der Verdichterdruck durch ein Drosselventil ent-
rechend der gewollten Geschwindigkeit geregelt wird. Durch
nspritzen heißen verdampfungsbereiten Wassers werden die
rdichtungstemperaturen beherrscht.

Bei der Drillinglokomotive ist die Steuerung für Außen-
d Innentriebwerk getrennt ausgeführt, um Fehler durch
en Gang, wie er in den Übertragungsgestängen auftritt,
szuschalten. Die Steuerungen unterscheiden sich nur im
trieb der Schwinge, des Mittelzylinders, der von einer Hub-
neibe aus erfolgt. Bei der Übertragung der Hubscheiben-
wegung auf die Schwinge vom dritten Kuppelradsatz aus
ußte Rücksicht auf die als Treibradsatz für das Innen-
ebwerk durchgebildete zweite Kropfachse genommen werden,
ren Kröpfung auszuweichen war. Die Schwingenstange ist
shalb unter Aufhängung an einem Zwischenhebel in senk-
chter Ebene durchgeknickt angeordnet. Die Steuerungen
ben für Vor- und Rückwärtsfahrt bis zu 80% Füllung.

### 1 D 1-h 2 Güterzugtenderlokomotive Reihe 86.

(Abb. 1, Taf. 7.)

Die Lokomotive soll auf Nebenbahnstrecken schwere
iterzüge befördern; sie hat deshalb 15 t Achsdruck auf den
kuppelten Achsen erhalten; der Betriebsart ist der Rad-
rchmesser mit 1400 mm sowie die Höchstgeschwindigkeit
n 70 km/h für die an die Steigungen anschließenden ebenen
recken angepaßt. Er genügt einmal den Anforderungen des
iterzugdienstes auf ebenen Strecken, aber auch ebenso dem
rsonenzugdienst auf stärkeren Steigungen, da er in beiden
llen die schnelle Beschleunigung, die zur Erzielung brauch-
rer Reisegeschwindigkeit erforderlich ist, ohne übermäßige
messung der Zylinder, also bei guter Dampfwirtschaft
stattet. In zweiter Linie soll die Lokomotive die Beförderung
chter Züge auch auf den Hauptbahnstrecken, z. B. zur
dienung des Nahverkehrs soweit wie möglich übernehmen.

Die Achsanordnung 1 D 1 und die Ausbildung als Tender-
schine entsprechen dem besonderen Verwendungszweck auf
rzen Nebenbahnstrecken ohne Drehscheiben oder ohne
ehmöglichkeit bei dichtem Pendelverkehr. Die Lokomotive
ist deshalb mit gleich guten Fahreigenschaften für beide Fahrt-
richtungen durch Anordnung zweier einachsiger Deichsel-
gestelle ausgestattet worden.

Neben vielen Einzelteilen, die die 1 D 1-Lokomotive mit
den Einheitslokomotiven der Reihe für 20 t Achsdruck gemein-
sam hat, ist sie in weitestem Umfange mit den anderen Gat-
tungen der 15 t und 17,5 t-Reihe übereinstimmend gehalten
worden, also mit der 1 C 1- und 1 C-Lokomotive der Reihen 64
und 24 als Nebenbahnlokomotiven, den Verschiebemaschinen
der Achsanordnung C und D, Reihen 80 und 81 sowie der
E-Maschine mit zahnradgekuppelten Endradsätzen. Der
Kessel der Reihe 87 stimmt bis auf die Rauchkammer mit dem-
jenigen der vorliegenden Reihe überein.

Der Radstand ist symmetrisch ausgebildet; bei 1500 mm
Kesseldurchmesser konnte trotz Einziehens des Stehkessels
zwischen die Räder die Ausbaumöglichkeit der Feuerbüchse
nach unten eingehalten werden. Der Kessel ergibt eine Höchst-
leistung von etwa 1250 $PS_i$. Dementsprechend vermag die
Lokomotive bei der größten Geschwindigkeit von 70 km/h
in der Ebene Züge bis zu 650 t bei höchster Kesselausnutzung
zu fahren. Auf 10‰ Steigung können bei kürzerer Strecken-
länge immerhin noch 320 t mit 55 km/h, unter normaler An-
strengung dauernd 275 t gefahren werden. 25 km/h bzw. 30
bei hoher Anstrengung werden auf Steigungen von 25‰ mit
dem gleichen Zug eingehalten werden können.

Die Vorräte sind auf die Länge der Lokomotive verteilt
und zwar die 9 $m^3$ Wasser hinten und zu beiden Langseiten des
Kessels, die 4 t Kohlen auf der Rückseite des Führerhauses.

Der feste Radstand von 5100 mm wird durch die gekuppel-
ten Achsen eingeschlossen. Die beiden mittleren Kuppel-
achsen haben um 15 mm nach jeder Seite geschwächte Spur-
kränze, die Deichselgestelle eine Ausschlagmöglichkeit von
110 mm nach jeder Seite.

Die auf Nebenbahnen noch vorkommende preußische
Weiche 1:7 mit anschließendem Bogen von 140 m Halbmesser
kann noch befahren werden; es ist hier eine Verdrückung im
Knick bei Rückwärtsfahrt zugelassen worden im Hinblick auf
den baldigen Ersatz dieser ungünstigen Weichenform durch die
Reichsweichen.

Da die Abbremsung der radial verschiebbaren Laufrad-
sätze große Schwierigkeiten verursacht hätte, hat man sich mit
der Abbremsung der gekuppelten Radsätze begnügt. Die
Bremsklötze sind sämtlich auf Achsmitte angeordnet. Eine
Behinderung des Lastausgleiches bzw. ein Ausschalten der
Abfederung bei starkem Bremsen wird dadurch auf ein Kleinst-
maß herabgesetzt. Die Lokomotive ist außerdem mit Gegen-
druckbremse ausgerüstet.

### C-h 2 und D-h 2 Verschiebelokomotiven Reihe 80 und 81.

(Abb. 2 und 3, Taf. 7.)

Die Lokomotiven stehen mit Rücksicht auf die Gleis-
verhältnisse der Bahnhöfe und ihrer Verschiebeanlagen, die in
überwiegender Mehrzahl nicht für einen Achsdruck von 20 t
ausgebaut sind, als Verschiebelokomotiven mit 17,5 t Achs-
druck zwischen den beiden 20 und 15 t-Reihen.

Die Ausbildung als Drei- und Vierkuppler entspricht dem
Aufkommen leichten und schweren Verschiebedienstes, je
nachdem ob es sich um die Bedienung eines Personenbahnhofs
handelt, wo die C-Lokomotive einzusetzen ist, oder um die
anstrengenderen Arbeiten auf Güterbahnhöfen.

Der äußere Aufbau ist durch weitgehende Verwendung der
bereits vereinheitlicht vorliegenden Teile besonders der 15 t-
Reihe gekennzeichnet, sowie durch die auch dort angestrebte
möglichst verschleißfeste Bauweise. Trotz des niedrigen
Gewichtes ist deshalb mit Rücksicht gerade auf den rauhen
Verschiebebetrieb der Rahmen als Barrenrahmen ausgebildet

worden und gewährleistet so sichere und billige Erhaltung der Urmaße.

Die Ausrüstung der Lokomotiven mit Überhitzer entspringt den Erfahrungen der ehemals preußischen Bahnen mit Anwendung überhitzten Dampfes bei Verschiebelokomotiven. Die seinerzeit festgestellten Ersparnisse bis zu 12 % im Dampfverbrauch trotz des häufig unterbrochenen Arbeitens gestatten eine schnelle Verzinsung des an sich geringen Mehraufwandes an Anlagekapital.

Es wurde auch hier der Großrohrüberhitzer gewählt trotz der verhältnismäßig kurzen und steifen Rauchrohre, weil er eine günstigere Abstimmung der Wandreibungsflächen zu den freien Querschnitten gestattet und außerdem betriebliche Vorteile aufweist.

Auch die Anwendung eines einfachen Schlammabscheiders bei diesen kleinen Maschinen in Verbindung mit den Strahlpumpen entspringt den guten Erfahrungen mit dieser Einrichtung bei den älteren Maschinen der Reichsbahn. Wenn auch mit Rücksicht auf den im Verschiebedienst ausgesprochen kurzzeitigen Dampfbetrieb von der Anordnung einer Abdampfvorwärmeranlage Abstand genommen werden mußte, dürfte trotzdem die Wirksamkeit des Abscheiders bei den reichlichen hier unterzubringenden Abscheidungsrosten selbst mit den das Speisewasser weniger hoch erhitzenden Strahlpumpen einen wesentlichen Einfluß auf die Unterhaltungskosten des Kessels ausüben. Die Verwendung der Lokomotiven zum Vorheizen von Zügen auf den Bahnhöfen bedingte die Ausrüstung mit einer Dampfheizeinrichtung. Die C-Lokomotive gibt am Kessel eine Höchstleistung von etwa 750 $PS_i$ ab; in der Ebene vermag sie etwa 900 t mit 45 km/h als Höchstgeschwindigkeit zu ziehen. Auf $10^0/_{00}$ Steigung können bei der gleichen Geschwindigkeit etwa 175 t auf $25^0/_{00}$ bei 25 km/h 140 t ohne Überlastung befördert werden. Auf der Wagrechten hat die Lokomotive bei 10 km/h eine Zugkraft am Zughaken von nahezu 10 t.

Die Lokomotive ist in drei Punkten abgestützt. Auf beiden Maschinenseiten sind die Lasten der beiden vorderen Kuppelradsätze durch Längsausgleichhebel untereinander ausgeglichen, diejenigen des hinteren Kuppelradsatzes unter sich durch einen Querausgleich.

Der Kessel der D-Lokomotive gibt eine Dauerhöchstleistung von etwa 1000 $PS_i$ bei 40 km/h. In der Ebene kann die Lokomotive bei 45 km/h etwa 1100 t befördern. Auch bei dieser Lokomotive ist die Dreipunktabstützung durchgeführt.

### E-h 2 Verschiebelokomotive Reihe 87.

(Abb. 4, Taf. 7.)

Einen schlagenden Beweis für ihre Elastizität hatte die Typisierung zu liefern, als plötzlich mitten in der Bearbeitung anderer Gattungen es sich als erforderlich erwies, für die Sonderverhältnisse des Hamburger Hafens (schwerer Verschiebebetrieb auf Kaigleisen mit Krümmungen bis unter 100 m Halbmesser herab) eine besondere Verschiebelokomotive zu entwickeln. Der zulässige Achsdruck verwies die Maschine in die 17,5 t-Reihe, die Leistung erforderte auch so schon eine E-Maschine. Da die Verwendung z. B. der früheren preußischen T 16 oder einer ähnlichen Maschine mit fünf starren oder seitenverschieblichen Achsen des Spurkranzverschleißes wegen nicht in Frage kam, mußte für diese Gattung eine Anordnung mit drei festen mittleren Achsen und zwei zahnradgekuppelten Endachsen der Bauart Luttermöller vorgesehen werden. Auch diese Maschine wurde im Vereinheitlichungsbüro durchgebildet unter völliger Einbeziehung in die Reihe der übrigen Verschiebelokomotiven der 17,5 t-Reihe. Sie unterscheidet sich von der C- und D-Lokomotive im wesentlichen nur durch die Kesselgröße; diese ist wiederum mit der künftig zu entwerfenden Regelausführung der E-Verschiebelokomotive mit fünf festen bzw. seitenverschieblichen Achsen und anderen Typen übereinstimmend. Aus dem Typisierungsrahmen fallen nur d wenigen Teile heraus, die sich auf die zahnradgekuppelten En achsen beziehen. Somit ist die Maschine völlig als innerha des Typisierungsprogramms stehend aufzufassen.

Die Bauart stützt sich auf die guten Erfahrungen, die m den preußischen Schmalspurlokomotiven Reihe $99^{43}$ und 99 (T 39 und T 40) mit gleichem Antrieb auf dem Oberschlesisch und dem Thüringer Bahnnetz gemacht waren.

Durch die Anwendung des Zahnradantriebes konnte z Erzielung eines ruhigen Laufes trotz der scharfen Bedingunge der große Gesamtachsstand von 6200 mm ausgeführt werde so daß die Auswirkung der überhängenden Massen niedr gehalten werden konnte.

Der Kessel konnte bis auf die Rauchkammer von d 1 D 1-Lokomotive für 15 t Achsdruck (Reihe 86) übernomm werden. Er hat 117,3 $m^2$ Verdampfungsheizfläche und ergi somit eine Höchstleistung am Kessel von etwa 1250 $PS_i$. A Steigungen von $10^0/_{00}$ können bei 25 km/h Fahrgeschwindigk 670 t bzw. auf $25^0/_{00}$ 260 t ohne Überanstrengung gefördert werden.

Die Bemessung der Überhitzerheizfläche mit 47 r gestattet die Erzielung von Heißdampftemperaturen zwisch $380^0$ und $400^0$ C.

Der Raddurchmesser wurde dem ausgesprochenen Ve wendungszweck der Lokomotive im Verschiebedienst er sprechend wie bei den C- und D-Lokomotiven der Reihen und 81 mit 1100 mm gewählt; er gestattet so die f einen schnellen Verschiebedienst notwendigen großen B schleunigungen.

Der feste Achsstand von 3400 mm umfaßt die drei n Stangen gekuppelten Radsätze; der Treibradsatz ist spu kranzlos ausgeführt. Die zahnradgekuppelten Endradsät können beiderseits um je 45 mm ausschlagen. Sie werden b dieser Seitenverschiebung von dem als Deichsel wirkend Zahnradgehäuse geführt. Der Drehpunkt der Gestelle liegt der Ebene der äußeren Kuppelradsätze.

Sämtliche Radsätze — einschließlich der zahnradgekupp ten — sind gebremst. Die durch den Seitenausschlag der En radsätze bedingten baulichen Schwierigkeiten in der Ausbildu des Bremsgestänges sind mit Rücksicht auf die Schonung d Zahntriebwerkes und die Unterhaltung in Kauf genomm worden. Zur Erhaltung der Symmetrie der Zahnradgehäu und Fernhaltung von Zugbeanspruchungen vom Gußkörp ist bei dem hinteren Kuppelradsatz von der bei den Einhei lokomotiven durchweg vorgesehenen Abbremsung von vo abgesehen worden; die Bremsklötze an diesem Radsatz si hinten angeordnet. Im übrigen liegen die Bremsklötze v üblich in Höhe der Achsmitte, um beim Bremsen die Radsät so wenig wie möglich zu entlasten. Durch die Bremsklöt werden die Achslager gegen die Achslagerstellkeile gedrück

Neben vielen Einzelteilen, welche die E - h 2-Lokomoti mit den Einheitslokomotiven der Reihen für 20 t Achsdru gemeinsam hat, ist sie in weitem Umfang mit den ande Gattungen der 15 t- und 17,5 t-Reihe übereinstimmend h halten, also mit den Lokomotiven Reihe 24, 64 und 86 so den D- und C-Verschiebelokomotiven Reihe 80 und 81.

Jeweils die Federn der beiden vorderen und der d hinteren Kuppelradsätze sind auf den beiden Lokomotivseit gesondert durch Längsausgleichhebel miteinander verbund Somit wird die Lokomotive in vier Punkten abgestützt.

Eine besondere Ausbildung der Federaufhängung v langen die zahnradangetriebenen Endkuppelradsätze. Ve Textabb. 13 zeigt, hängt die Tragfeder mit dem gleichen Kre gelenk wie bei den übrigen Radsätzen in einem unten offe Stahlgußrahmen, der als Bügel in senkrechter Richtung Rahmenausschnitt geführt wird. Er stützt sich oben m einem Kugelkopfbolzen in seinem Querhaupt auf einem Gl

ck des Achslagergehäuses ab, das seinerseits frei durch den hmen und den Barrenausschnitt durchschwenken kann. Die nslager der Endkuppelradsätze sind jeweils in dem Stahl-

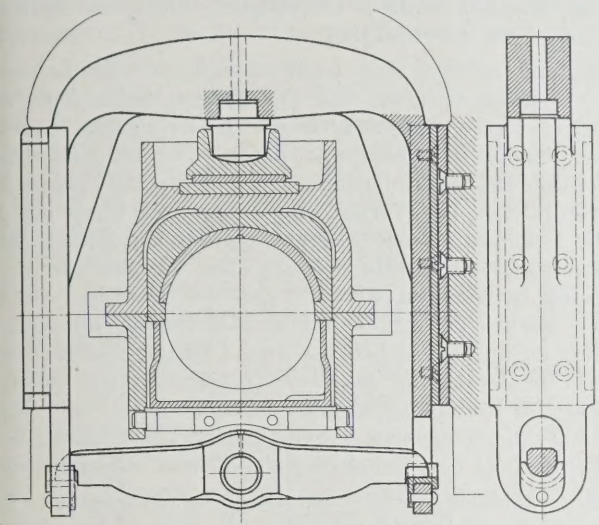


Abb. 13. Achslagergehänge für 1. und 5. Radsatz.

Die im Rahmen fest gelagerte Achswelle trägt auf Gleismitte eine Kugellagerfläche mit einem durchgehenden Querzapfen zur Mitnahme der Kuppelzahnräder. Auf diese Lagerfläche ist ein in der Längs- und in der Querebene vierfach geteiltes Gehäuse mit Weißmetallausguß aufgebracht, das mit einem Schlitz zum Querzapfen verschiebbar ist und zu beiden Seiten in bronzenen Lagerschalen läuft; diese nehmen die Gehäuselast und die von dem geführten Kuppelradsatz durch das Gehäuse übertragene Schienenreibung auf.

Das Drehmoment wird aus dem Kreuzbolzen über drehbar gelagerte Gleitsteine, die in einer Beilage geführt sind, auf Kugellagergehäuse und Zahnkranz übertragen. Diese drei hochbeanspruchten Teile, Bolzen, Stein und Lager, sind aus Chrom-Nickelstahl gefertigt. Der quergeteilte Zahnkranz selbst wird an seinem T-förmigen Fuß von den Kugellagerhälften umklammert; die Scherkräfte werden von stählernen Paßbuchsen vom Gehäuse auf den Zahnkranz übertragen. Die Buchsen nehmen gleichzeitig die auf den Umfang verteilten Schrauben für den Zusammenhalt der Lagerhälften auf.

Die weit ausladenden Lagerarme für die Führung des großen Zahnradgehäuses sind durch je zwei Spannringhälften gegen Auffedern gesichert; diese überbrücken die Trennfuge und umfassen das Gehäuse mit einer Winkelfußleiste.

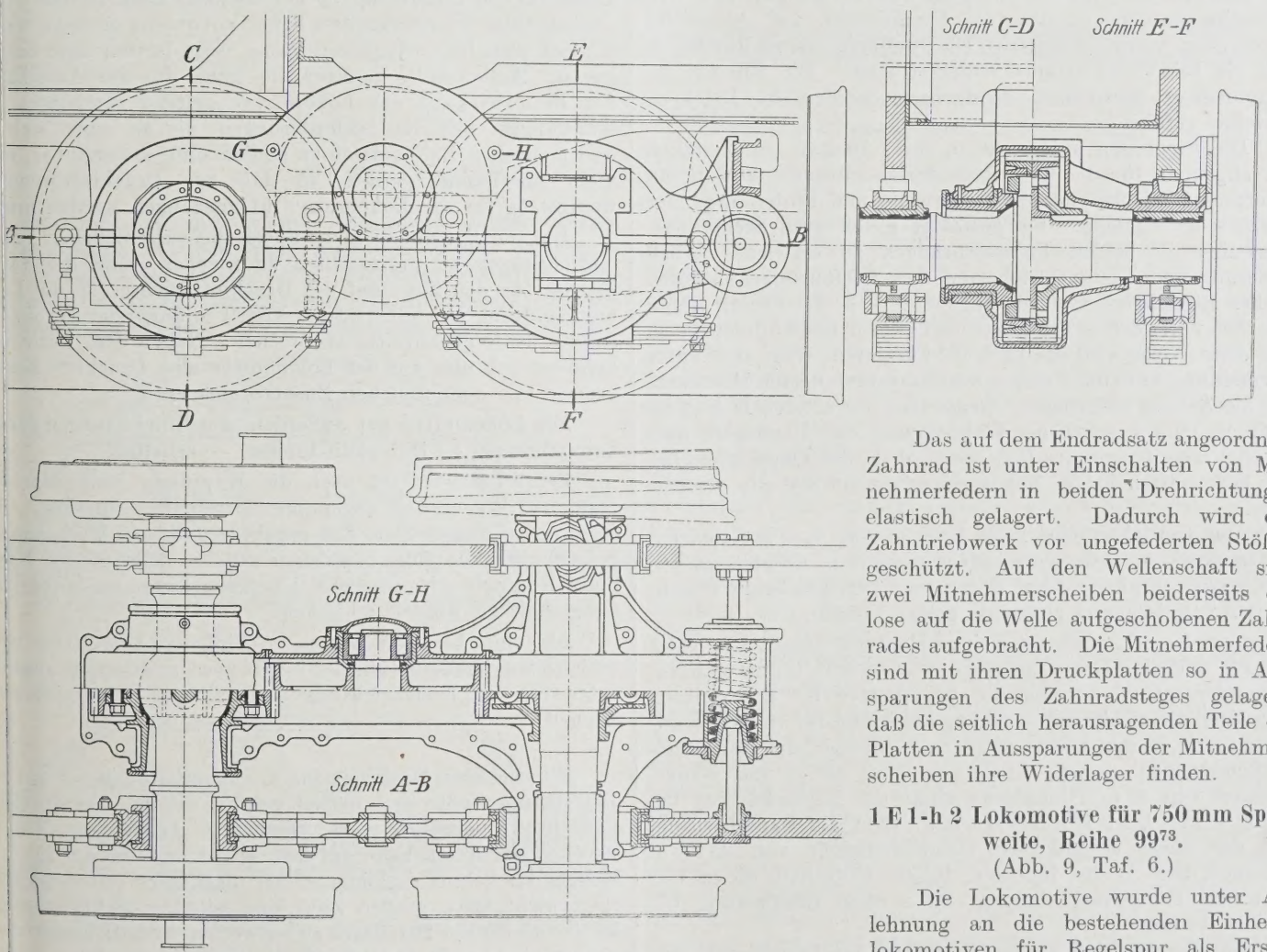



Abb. 14. Anordnung des Zahnradgetriebes.

gehäuse für die Kuppelzahnräder, das gleichzeitig als Dchsel dient, untergebracht. Das Gehäuse hat dadurch einen Tförmigen Grundriß erhalten, es umschließt mit seinem Querpt die Schenkel des Kuppelradsatzes und stützt sich in der Lgsrichtung mit einem Kreuzgelenk auf dem nächsten Radsa ab, vergl. Textabb. 14.

Das auf dem Endradsatz angeordnete Zahnrad ist unter Einschalten von Mitnehmerfedern in beiden Drehrichtungen elastisch gelagert. Dadurch wird das Zahntriebwerk vor ungefederten Stößen geschützt. Auf den Wellenschaft sind zwei Mitnehmerscheiben beiderseits des lose auf die Welle aufgeschobenen Zahnrades aufgebracht. Die Mitnehmerfedern sind mit ihren Druckplatten so in Aussparungen des Zahnradsteges gelagert, daß die seitlich herausragenden Teile der Platten in Aussparungen der Mitnehmerscheiben ihre Widerlager finden.

### 1 E 1-h 2 Lokomotive für 750 mm Spurweite, Reihe 99[73].

(Abb. 9, Taf. 6.)

Die Lokomotive wurde unter Anlehnung an die bestehenden Einheitslokomotiven für Regelspur als Ersatz der früheren Reihen K 55,8 und K 55,9 entwickelt, um auch für die Schmalspurlokomotiven zu einheitlichen Formen zu gelangen, bei der die für die großen Lokomotiven angestrebten grundsätzlichen Baugedanken zu verwerten waren. Das bedeutete die Anwendung des Austauschbaues auf den größten Teil der Konstruktionsglieder sowie im engsten Zusammenhang damit eine möglichst

verschleißfeste Bauweise zur Erzielung geringster Betriebs- und Unterhaltungskosten.

Entsprechend der vom Betriebe erhobenen Forderung nach Steigerung der Leistung wurde unter Beibehaltung des Achsdruckes von 9 t zur Vermeidung der für den Lauf sich ungünstig auswirkenden starken überhängenden Massen die Anordnung mit Laufachsen vorn und hinten gewählt. Dadurch sind die für den Schmalspurbetrieb unbedingt notwendigen guten Laufeigenschaften in beiden Fahrtrichtungen gewährleistet. Andererseits konnten hierdurch wiederum der Kessel und in geringerem Maße auch die Lokomotivmaschine verstärkt werden.

Die Lokomotive soll den meist auf Schmalspurbahnen üblichen gemischten Personen- und Güterverkehr bedienen. Gemäß dem Charakter der Schmalspurbahn, die sich in weitgehendem Maße der Geländeform anpaßt und damit häufig engste Kurven, bis auf 50 m Halbmesser herab durchfährt, ist die Höchstgeschwindigkeit auf 30 km/h begrenzt und dementsprechend der Raddurchmesser auf 800 mm festgelegt worden.

Der Achsabstand der gekuppelten Radsätze ist mit Rücksicht auf die Unterbringung der Bremsklötze und Hängeeisen im Rahmen der Vereinheitlichungsgrundsätze auf 1000 mm gebracht worden, so daß die Bremsklötze auf Achsmitte angeordnet werden konnten. Die Stellkeile liegen hinten, so daß sie bei Vorwärtsfahrt entlastet sind. Die 550 mm im Durchmesser messenden Laufachsen werden in Deichselgestellen geführt.

Die Steuerung entspricht in ihrer Bauart grundsätzlich der allgemein für die Einheitstenderlokomotiven verwandten Anordnung mit besonderer Steuerwelle und hinten liegender Kuhnscher Schleife. Sie gestattet gleich gute Steuerungsergebnisse in beiden Fahrtrichtungen zu erzielen. Auch Federung und Lastausgleich sind den Ausführungen bei den großen Einheitslokomotiven angepaßt, d. h. die Federn liegen sämtlich unter den Achsbuchsen und zwar in der Rahmenebene. Auf diese Weise wird die Last auf kürzestem Wege und unter Vermeidung eines die Rahmenwangen verwindenden Momentes auf die Achsen übertragen. Gegenüber den älteren K 55,9 ist dadurch eine wesentliche Verbesserung der Laufeigenschaft durch Verbreiterung der Federbasis, d. h. der Querentfernung der Federmitten beider Lokomotivseiten auf 500 mm erreicht worden.

Aus Gewichtsrücksichten konnte von den bestehenden Gattungen kein Kessel verwandt werden, es ist deshalb der aus den großen Einheitsreihen der Kessel herausfallende Durchmesser von 1400 mm zugrunde gelegt worden.

Der Kessel gestattet, eine Höchstleistung von etwa 900 $PS_i$ und eine Dauerleistung von etwa 850 $PS_i$ zu erzielen. Dementsprechend vermag die Lokomotive bei der größten zulässigen Geschwindigkeit von 30 km/h und bei voller Kesselausnutzung in der Ebene 570 t zu befördern, auf den meist vorkommenden starken Steigungen von 25 ‰ und Krümmungen von 50 m Halbmesser sinkt die Förderleistung bei 30 km/h auf 130 t Höchstwert bzw. 120 t als Dauerleistung. Bei der meist gebrauchten Geschwindigkeit von 25 km/h betragen diese Werte 180 bzw. 165 t. Unterhalb dieser Geschwindigkeit können dauernd 200 t ohne Überlastung befördert werden.

Die Vorräte sind zu beiden Seiten des Langkessels und hinter dem Führerhaus untergebracht und zwar 5,8 $m^3$ Wasser und 2,5 t Kohle.

Der Achsstand der Lokomotive ist symmetrisch ausgebildet; der feste Achsstand wird von den ersten vier Kuppelachsen eingeschlossen und beträgt 3000 mm. Die dritte Kuppelachse ist Treibachse und hat einen um 10 mm schwächer gehaltenen Spurkranz erhalten, die zweite und fünfte Kuppelachse sind um je 6 mm nach jeder Seite verschiebbar au geführt. Die Deichselgestelle haben eine Ausschlagmöglichke von 120 mm nach jeder Seite. Mit dieser Achsanordnur vermag die Lokomotive Gleisbögen von 50 m Halbmess anstandslos zu durchfahren.

Bei der Durchbildung der Bremsanlage für die Lokomoti war zu berücksichtigen, daß auf einigen Schmalspurbahn seit einer Reihe von Jahren die Körtingsche Luftsaug bremse eingeführt worden war, derart, daß mit Rücksicht a die Beförderung von Rollschemeln mit Abstandstützen zwisch den Rollböcken zur Vermeidung eines Auflaufens des Zug auf die Lokomotive eine Abbremsung der Maschine nicht vo gesehen war. Es mußte deshalb diese Bremse für die Zu bremsung beibehalten werden; daneben aber hat die Lok motive noch eine Druckluftbremsausrüstung erhalten, w Preßluft an und für sich für die neue Bauart unerläßlich w einmal zur Betätigung des Sandstreuers, der zur vollen Au nutzung des Reibungsgewichtes der Lokomotive mit Sandu sämtlicher Kuppelachsen vorgesehen ist, dann aber auch f die Betätigung der Druckausgleicher und des Läutewerk

Entscheidend waren neben diesen Gesichtspunkten für Ausrüstung mit Druckluftbremse die technischen Schwier keiten für die Unterbringung der Bremszylinder für die Unt druckbremse, von denen drei Stück notwendig gewesen wär die sich aber im verfügbaren Raum nicht hätten unterbring lassen. Andererseits konnten die früher für das Ausschalt der Bremswirkung der Lokomotive geltend gemachten A schauungen, mit den Anforderungen, die an einen sicher und modernen Bahnbetrieb zu stellen sind, unvereinbar, nic mehr anerkannt werden, so daß zur Druckluftbremsu wenigstens für die Lokomotive übergegangen werden muß

Um die Bedienung nicht durch die verschiedenen Brem einrichtungen zu umständlich zu machen, sind die Sau bremse für den Zug und die Druckluftbremse für die Lo motive durch ein selbsttätiges Ventil miteinander verbund so daß beide gleichzeitig ansprechen. Neben dem Luftsau befindet sich also auf der Lokomotive eine Druckluft-Zusa bremse mit dem üblichen Zusatzbremsventil.

Die Lokomotive hat außerdem die Einrichtungen für Leinenbremse — Heberlein-Bremse — erhalten.

Bemerkenswert ist noch die Kupplung, eine dem v handenen Wagenpark angepaßte Mittelpufferkupplung. D selbe ist so ausgebildet, daß gegebenenfalls bei Übergang Scharfenbergkupplung bzw. einer anderen selbsttätigen Ku lung lediglich die jetzigen Übergangskupplungsköpfe a gewechselt zu werden brauchen.

Als eine bei den sonstigen Einheitslokomotiven nic übliche Sonderausrüstung ist je ein vorn und hinten angeo neter in der Höhenrichtung verstellbarer Schneepflug nennen.

---

Ein weiterer Nachweis für die Elastizität dieser Art Typisierung mußte erst kürzlich geführt werden. Der durch schlechte Finanzlage stark verzögerte Ausbau der Hau strecken der Reichsbahn auf 20 t Achsdruck und der fühlb Mangel an Schnellzuglokomotiven machte es erforderlich einer nicht allzu großen Zahl eine leichtere Schnellzuglo motive als die der 20 t-Reihe zu entwerfen. Die Lokomotive ebenso wie jene zur Beförderung schnellfahrender Züge geda und wird vielleicht für die Beförderung von leichten FD-Zü auch neben der schweren 2 C 1-Lokomotive der 20 t-Re mindestens für eine gewisse Zeit eine Daseinsberechtig haben. Die Maschine wurde in das 17,5 t-Programm a genommen und der Entwurf mit 200 $m^2$ Heizfläche und 5 Reibungsgewicht durchgeführt. Es zeigte sich, daß auch das Typisierungsprogramm gut innezuhalten ist.

Nicht nur bezüglich der Einführung weiterer erforderlicher komotivgattungen, sondern auch bei der Verwertung von ahrungen, die zeitlich nach Beginn der Typisierung liegen, ies sich das Programm nicht als hinderlich. Die früher schon genommenen Versuche an einer P 10 mit Rauchrohren, die Vorausschauen auf die Weiterentwicklung des Lokomotivbaues, besonders vielfach gekuppelter Schnellzuglokomotiven, gegeben schien und die Kesselverlängerung bisher in anderen Ländern nur durch Zuhilfenahme der betrieblich und werkstattstechnisch unerwünschten Verbrennungskammer erzielt worden

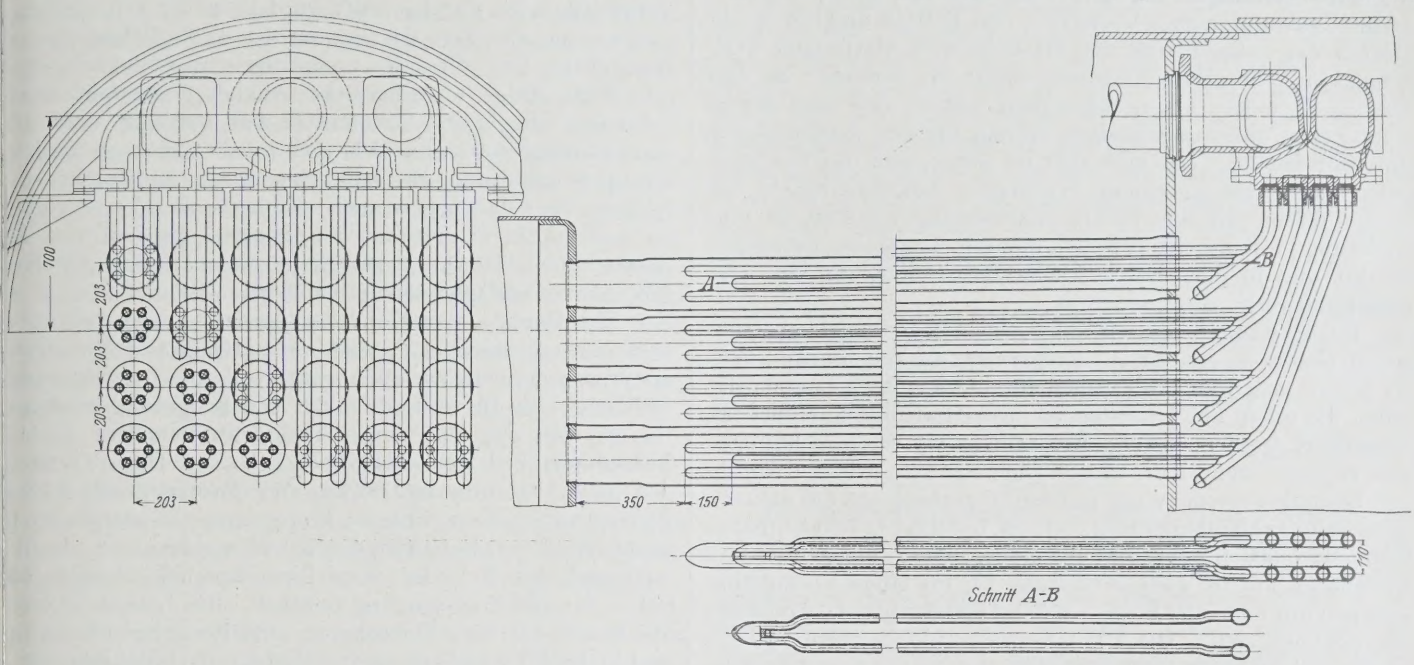
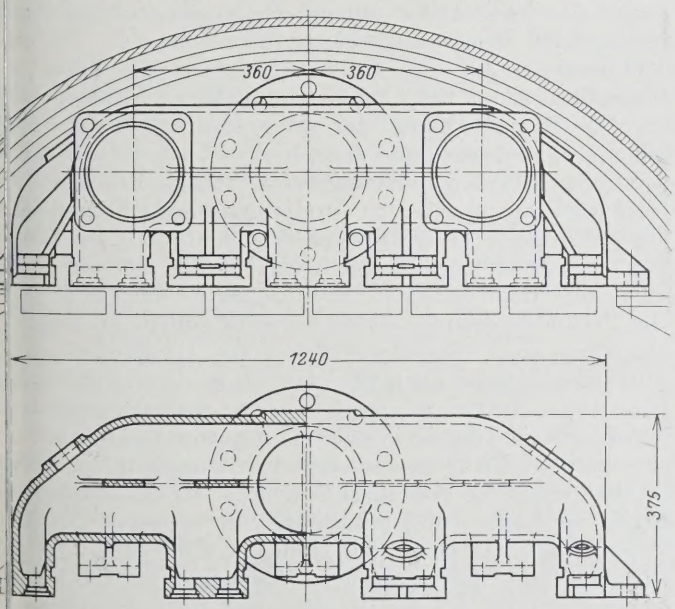



Abb. 15. Überhitzer für Kessel mit 6,8 m Rohrlänge der Reihe 01.

125 mm l. W. auf 135 mm vergrößert worden waren, en gezeigt, daß bei guter Abstimmung der Rauchgas- hwindigkeit in Rauchrohren einerseits und Heizrohren ererseits und bei genügendem Wärmeangebot für den rhitzer erhebliche Verbesserungen des Kesselwirkungs-




. 16. Dampfsammelkasten für Kessel mit 6,8 m Rohrlänge der Reihe 01.

les möglich wurden. Die Kessel der 2 C 1-20 t-Reihe en zuerst entsprechend dem der P 10 mit 5,8 m Rohrlänge der schon verbesserten Rauchrohrweite von 135 mm aushrt worden, da man sich vor einer Verlängerung des Rohrdels nach den bekannten früheren amerikanischen Mißgen scheute. Da das Bedürfnis aber besonders beim war, wurde bei einer 2 C 1-Lokomotive der ersten Lieferung der grundsätzlich neue Weg begangen, Rohre von größerer Länge, in diesem Falle von 6,8 m Länge zu verwenden. Heizrohre wie Rauchrohre und Überhitzerelemente waren hierbei einerseits gegeneinander abzustimmen, andererseits war die Erzielung eines niedrigen Blasrohrdruckes durch geringen Stromwiderstand durchzuführen. Der Versuchskessel erhielt daher Heizrohre von 65/70 mm Durchmesser und Rauchrohre von 162 mm lichtem Durchmesser und einer vom Zentralamt entworfenen geänderten Überhitzerbauart. Der Kessel ist in Textabb. 11 dargestellt, der Überhitzer in Textabb. 15/16. Die Überhitzerbauart ist sehr einfach und der Raumbedarf in der Rauchkammer so gering, daß man zum erstenmal den schon früher gehegten Wunsch ausführen konnte, das sehr starre Rauchrohrbündel etwa in die Mitte der eine Membran bildenden Rohrwände zu legen und auch über dem Rauchrohrbündel und seitwärts davon Heizrohre anzuordnen. Bei dieser Überhitzerbauart ist die Reinigung derartiger Rohre ohne weiteres möglich.

Die Abbildungen zeigen, wie unter Erhaltung der Austauschbarkeit des gesamten Kessels und seiner Einzelteile mit Ausnahme der Rauchrohre, Heizrohre und Überhitzereinheiten die volle Typisierung gewahrt bleiben konnte. Der Versuchskessel hatte leer etwa 800 kg weniger Gewicht als der kurze Regelkessel; gefüllt war sein Gewicht 450 kg größer. Einen besonderen Vorteil bot noch der vergrößerte als Wärmespeicher wirkende Wasserinhalt und die Vergrößerung der verdampfenden Wasseroberfläche. Der Versuch mit diesem Kessel ist durchaus erfolgreich gewesen. Der Kesselwirkungsgrad wurde erheblich verbessert und in mehreren Arbeitslagen bis auf 80 % heraufgetrieben; die Verbrennung war ausgezeichnet und ergab wesentlich höhere $CO^2$-Werte als sonst üblich. Der Blasrohrdruck hielt sich recht niedrig und trug so zu einem günstigen Wirkungsgrad der Lokomotivzylinder bei. Diese Kesselbauart ist daher für die künftigen Lieferungen der 2 C 1-20 t und daneben von vornherein mit kleinerem Kesseldurchmesser (1700 mm), also auch verringerter Zahl der Heiz- und Rauch-

rohre auch für die 2 C 1-Lokomotive der 17,5 t-Reihe vorgesehen worden.

---

Aus dem Geschilderten ist zu ersehen, daß sich die technischen Grundlagen für den Lokomotivbau ganz erheblich ändern, wenn man zum Vorteil für den Betrieb und die Werkstätten die Lokomotiven der verschiedenen Gattungen weitgehend mit übereinstimmenden Bauteilen versieht; es darf aber auch weiter als nachgewiesen gelten, daß eine solche Typisierung ohne unzulässigen Zwang für den Konstrukteur durchführbar ist. Das eine aber ist sicher, daß das Festlegen jeder Einzelheit in einem typisierten Lokomotivpark den Konstrukteur mit schwerer Verantwortung belastet, da eine Änderung in den meisten Fällen mehrere Lokomotivgattungen betrifft und in die wirtschaftliche Betriebsführung der Ausbesserungswerke stark eingreift.

Um noch zum Schluß einen Überblick über die auf konstruktivem Gebiet zu erzielenden Ersparnisse an Zeichnungen usw. zu geben, mag hier als Beispiel für die leichtere Lokomotivreihe, die schon am weitesten in ihrem Bau durchgeführt ist, ausgeführt werden, welche Ersparnisse an Werkzeichnungen sich ergeben, wenn man in der Lage ist, eine größere Anzahl von Bauteilen von der einen Lokomotivgattung auf die anderen ohne weiteres zu übernehmen. So z. B. hat die 1 C 1-Nebenbahnlokomotive 500 Blatt Zeichnungen, die aus ihr abgeleitete und weitgehend mit ihr gleiche Gattung 1 C für lange Nebenbahnstrecken nur noch 180 Blatt, während 320 Blatt ohne Änderung übernommen sind. Die 1 D 1-Nebenbahnlokomotive hat 220 eigene Zeichnungen, während 260 von der 1 C 1 wiederum übernommen sind.

Daß nun aus einer derartigen Typisierung unter Verwendung geeigneter Grundlagen auch wirklich betrieblich brauchbare und sparsame Lokomotiven hervorgehen können, haben die bisherigen Versuchs- und Betriebsergebnisse gezeigt.

---

Es könnte Wunder nehmen, daß der Weiterentwicklung der normalen Lokomotive in den Entwicklungsplänen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft ein so weiter Raum eingeräumt wird; es darf hierbei jedoch nicht vergessen werden, daß der Lokomotivpark einer fortlaufenden Erneuerung bedarf, und zwar einer Erneuerung durch Lokomotiven, die frei von den Kinderkrankheiten sind, die gewöhnlich Entwicklungsbauarten anhaften. Es muß jederzeit möglich sein, mit der bisher als richtig erkannten Entwicklung so lange ohne Schaden weiter fortzufahren, bis die Entscheidung über die großen wärmesparenden Entwicklungsmöglichkeiten der Lokomotive in aller Ruhe und unterstützt durch eingehende Versuche gefallen sein wird. Daß die Reichsbahn an diesen Entwicklungsmöglichkeiten intensiv gearbeitet und alles in allem betrachtet sogar den stärksten Anteil an ihr nimmt, beweisen die vielen Versuchslokomotiven auf diesem Gebiet. Die meisten von ihnen sind, soweit sie fertiggestellt sind, bereits in der Literatur ausführlich beschrieben, so daß hier eine kurze Erwähnung mit Angabe des bisher Erreichten genügen dürfte.

**Turbolokomotiven.** Auf dem Gebiet der Dampflokomotive ist versucht worden, das Druckgefälle sowohl nach unten wie nach oben und nach beiden Richtungen zu erweitern. Die Erweiterung nach unten hin wurde in Verbindung mit der Dampfturbine, die ja im Vakuumgebiet am günstigsten arbeitet, von den Lokomotivfabriken Krupp, Essen und I. A. Maffei, München versucht. Beiden Versuchsmaschinen ist gemeinsam, daß sie wassergekühlte Kondensatoren auf der Lokomotive verwenden, denen von einem Rückkühltender aus zwangläufig rohes Kühlwasser im Kreislauf zugeführt wird; ferner sind in beiden Fällen die Kühltender mit Verdunstungskühlung versehen. Es unterscheiden sich die Turbinenbauarten, die Hilfsmaschinen und die Bauart des Rückkühlers. Auch hat Maffei versucht, durch Emporschrauben des Kesseldrucks bis a 22 at möglichst viel Wärmegefälle in seiner Lokomotive vereinigen.

Die Krupp-Lokomotive ist nach langwierigen Vorversuch und Umbauten nunmehr abschließend in einer langen Reihe v Versuchsfahrten durchgeprüft worden, wobei sich ergeben h daß sie die zur Zeit sparsamste der Dampflokomotiven Reichsbahn ist. Vor der endgültigen Inbetriebsetzung si nur noch einige unwesentliche Abänderungsarbeiten vorz nehmen. Die Maffei-Lokomotive hat ebenfalls eine läng Entwicklungszeit hinter sich und wurde bisher im Bezirk Gruppenverwaltung Bayern gelegentlich im Zugdienst v wendet. Sie soll in Kürze auch systematischen Versuchsfahrt im Lokomotivversuchsamt unterworfen werden, und es anzunehmen, daß auch sie Ersparnisse ähnlich der Kru Lokomotive aufzuweisen haben wird.

Zur Gruppe der Kondensationslokomotive gehört au noch ein konstruktiver Versuch, der unter anderen Verhältnis als jetzt begonnen, vorläufig nur technisches Interesse erwec vielleicht aber für andere Länder von Bedeutung werden m Es ist dies der Bau eines **Turbinentriebtenders** durch Lokomotivfabrik Henschel & Sohn in Kassel. DieserTriebten der die Achsanordnung 1B 2 hat und von einer Zoelly-Abdam turbine angetrieben wird, ist hinter eine nur unwesentlich geänderte P 8-Lokomotive geschaltet worden und macht Abdampf der Zylinder vom Blasrohrdruck abwärts bis 0,2 at für die Zugförderung nutzbar. Die Lokomotive erh als Ersatz für den Blasrohrzug eine Rauchgasabsaugu und in der Abdampfleitung zur Turbine zwei Ölabscheider. Versuchsfahrten sind erfolgreich verlaufen. Bei den heuti Kohlenpreisen ist wohl nicht anzunehmen, daß eine sol Maschine für Deutschland praktische Bedeutung gewinnen w wohl aber mag das in anderen Ländern mit hohen Kohlenprei der Fall sein. Für die Reichsbahn wird dieser Versuch insof nicht müßig gewesen sein, als das Studium des vereinig Kondensators und Kühlers schon jetzt eine Anzahl interessan Aufschlüsse geliefert hat, die ein Weiterschreiten auf dem vorliegenden Wege empfehlenswert machen in Fällen, überhaupt in Zukunft die Kondensation mit ihrer gro Vielteiligkeit und Empfindlichkeit in Frage kommen wir

Die Erweiterung des Druckgefälles nach ob hin ist, wie bekannt, zum erstenmal in der nach den Pate der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft, Kassel auf 6 **Hochdruck umgebauten 2 C-Dreizylinder-Schnellzuglokomo** der Gattung $17^2$ (alt S $10^2$) verwirklicht worden. Die Masch hat lange Fahrtenreihen durchgemacht und ist, wie eben schon öffentlich berichtet, in Einzelheiten umgebaut wor Die Versuchsergebnisse waren als recht günstig zu betrach besonders unter Berücksichtigung des Umstandes, daß Ausgangsmaschine, die S $10^2$, nicht als moderne wirtschaftl Lokomotive betrachtet werden kann; manche ihrer Ha fehler, darunter die lange schmale Feuerbuchse, tun auch thermischen Wirkungsgrad der Versuchsmaschine Abbr Immerhin sind die bisherigen Ergebnisse als vielversprechen Erfolg zu buchen und ermutigen zum weiteren Beschre dieses Weges, der zumal der baulichen Einfachheit der L motive wegen vielversprechend erscheint; weitere Versu lokomotiven, die bei der nächsten sich bietenden Gelegen in Auftrag gegeben werden sollen, werden eine Vergrößer des Hochdruckanteils und eine Verminderung des Nie druckanteils an der Dampferzeugung bringen.

Eine weitere **Hochdrucklokomotive für 120 at Höc spannung** und **100 at Regelspannung nach dem Löf Verfahren** ist bei der Berliner Maschinenbau A.-G. vo L. Schwartzkopff für die Reichsbahn im Bau und wird nächs für die Kesselstandversuche fertiggestellt sein.*)

*) Siehe den nachfolgenden Bericht.

Eine weitere Versuchslokomotive, die das Druckgefälle ohl nach oben als auch nach unten ausnutzen und ein hstmaß von Ersparnissen erzielen soll, ist in Gestalt einer **son-Lokomotive bei der Firma Maffei** für die Reichsbahn Zeit in der Konstruktion. Das Röhrensystem des Kessels l ähnlich wie bei der Löffler-Maschine den Stehkessel und prechende Teile des Langkessels ersetzen und mit 180 at angsdruck ein Maschinensystem von zwei Dampfturbinen eiben. Zwischen beide wird voraussichtlich ein Wärme- cher von etwa 15 at eingefügt werden, der das Anfahren ichtert. Der Kühltender wird im Gegensatz zum Ver- stungstender der ersten Maffei-Turbolokomotive hier als rflächenrückkühler ausgebildet werden. Die Entwürfe Bauarbeiten werden sich voraussichtlich noch erheblich r ein Jahr hinausziehen.

Auch auf dem Gebiet der **Diesellokomotive** hat die Reichs- n in dem bescheidenen Maße gearbeitet, wie es das wirt- ıftliche Interesse Deutschlands vertretbar erscheinen ließ. bisherige Entwicklung der Brennstoffpreise und der Her- lungskosten besonders des Dieselmotors und der Über- ıngseinrichtung lassen selbst bei Annahme einer Ver- erung beider Verhältnisse die Hoffnung nur schwach heinen, daß die Diesellokomotive für Mitteleuropa in hbarer Zeit ernstlich in Frage kommen wird. Die elektrische die Getriebeübertragung zu erproben, lag nur mäßiges resse vor, da dieses Entwicklungsfeld bereits von Rußland, einzigen bisherigen Interessenten an der Diesellokomotive, rbeitet wurde. Die Reichsbahn versucht daher in erster ie, das Problem der Kleinlokomotive zu lösen, besonders Verschiebelokomotive, bei der der Übergang zur mann-Besetzung für die Wirtschaft weit einschneidender als Brennstoffersparnisse. Hier wurde eine Bauart kleiner schiebelokomotiven von 160 PS mit einer Ölübertragung wickelt, die ein wesentlich verbessertes Lentz-Getriebe stellt. Fünf derartiger Kleinlokomotiven sind seit Jahren Betrieb und haben sich durchaus bewährt, wenn auch ihr er Preis und das große Gewicht des Ölgetriebes weder Massenbeschaffung noch eine Übertragung ins Große fehlen. Aus diesem Grunde haben auch zwei dieser Bauart ähnliche Streckenlokomotiven der Achsanordnung 1 B im Streckendienst nicht bewährt, und die Anschauung hat mit der Vervollkommnung der Getriebeherstellung soweit andelt, daß heute für Verschiebelokomotiven von etwa PS ein einfaches und billiges Rädergetriebe mit Kupplungen mäßiger Arbeitsaufnahmefähigkeit und vor allen Dingen mit billigen Dieselmotoren als das empfehlenswerteste erscheint.

Einige weitere Dieselmotoren mit Ölübertragung von 400 PS Leistung haben ebenfalls zu keinem Erfolg geführt; die Lokomotiven sind nicht zur Ablieferung gelangt.

Vor kurzem wurde auch die in dem Buche von Professor Lomonossoff mehrfach erwähnte 1200 PS-Diesellokomotive der Achsanordnung 2 C 2 für die Reichsbahn fertiggestellt. Die Lokomotive hat einen Sechszylinder-Viertakt-Motor mit 450 Umdrehungen, der mit einem Zweizylinder-Luftkompressor unmittelbar gekuppelt ist und an ihn seine ganze Leistung abgibt. Die auf 7 at verdichtete Luft wird in einem Lufterhitzer von den Abgasen des Dieselmotors auf über 300° erhitzt und in zwei gewöhnlichen Lokomotivzylindern entspannt. Die vorliegende Bauart wurde ausdrücklich gewählt, obwohl der thermische Gesamtwirkungsgrad voraussichtlich um ein geringes hinter dem einer Dieselgetriebelokomotive zurückbleiben wird. Für die Übertragung spricht ihre große Elastizität und ihre feine Abstufbarkeit von Zugkraft und Geschwindigkeit. Bei der Schaltung wird im Gegensatz zur Dieselgetriebelokomotive die Zugkraft niemals unterbrochen und somit die Gefahr von Zugtrennungen im Güterzugbetriebe auf unebenen Strecken vermieden.

Die Prüffeldversuche des Dieselmotors und Kompressors sind schon seit längerer Zeit abgeschlossen; ebenso wurde die Luftübertragung und die Wirkungsweise des Erhitzers soweit möglich auf dem behelfsmäßigen Lokomotivprüfstand in der Maschinenfabrik Esslingen untersucht. Leider war wegen der schwachen Bauart des Prüfstandes weder die Anwendung der vollen Zugkraft noch der vollen Drehzahl möglich. Die Maschine ist jetzt endgültig für den Betrieb zusammengebaut und wird augenblicklich im Lokomotivversuchsamt untersucht.

Man sieht, daß bei der Vielseitigkeit der Neubauformen vermutlich erst eine längere Entwicklung den besten endgültigen Entwicklungsgang erweisen wird. Bezüglich der baulichen Durchführung der Versuchslokomotiven kann gesagt werden, daß die neueren unter ihnen, die zeitlich jünger als die Typisierung und nicht durch das Vorhandensein alter Ausgangsbauarten festgelegt sind, sich ebenfalls weitgehend in die Typisierung haben einfügen lassen. Also auch eine grundsätzliche Änderung in der Konstruktion der Lokomotive wird die einmal gemachte Anstrengung weiterhin rechtfertigen und ihr wirtschaftlichen Wert verleihen.

## Die Schwartzkopff-Löffler-Hochdrucklokomotive der Deutschen Reichsbahn.

Die Eigenart des Verfahrens zur Erzeugung von Hochdruck- pf besteht bekanntlich darin, daß das Wasser in einer un- eizten Kesseltrommel verdampft wird, der die auf dem Rost ugte Wärme mittelbar durch einen Strom von über- ztem Dampf zugeführt wird. Die Wärme der Heizgase wird inen Überhitzer übertragen, dessen Heizflächen daher durch selstein nicht beeinträchtigt werden.

Nachdem die Lokomotivfabrik Wien-Floridsdorf die Brauchkeit des Verfahrens an einer kleinen ortsfesten Versuchsanlage ngewiesen hatte*), erteilte die Deutsche Reichsbahn an die liner Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. L. Schwartzkopff, Auftrag zur Lieferung einer Schnellzuglokomotive mit einem iebsdruck von 100 kg/cm² und von der Leistungsfähigkeit Einheits-Schnellzuglokomotiven. Sie ist nunmehr fertigellt und wird demnächst die Versuchsfahrten aufnehmen.

Das Arbeitsverfahren der Schwartzkopff-Löffler-Lokomo- ist schematisch in Abb. 1 wiedergegeben. Die den Rost umießende Feuerbüchse besteht ähnlich wie bei der Henschel-midtschen Hochdrucklokomotive aus einem System von engen ren, die an zwei, zu beiden Seiten liegende Sammelrohre anhlossen sind. An die Rohrschlangen der Feuerbüchse ist ein eres, vor der Feuerbüchse gelegenes Rohrbündel angefügt. ch die Rohrschlangen dieses Bündels wird mittels einer Umwälzpumpe Dampf von 100 bis 120 kg/cm² Druck gefördert, der sich dabei auf etwa 450° überhitzt. Die Rohrschlangen stellen also einen Hochdrucküberhitzer dar. Ein Teil dieses Dampfes strömt zu den Hochdruckzylindern der Lokomotive, der größere Teil aber, etwa das 3,5fache des zu den Zylindern abströmenden Dampfes, wird dem Hochdruckverdampfer zugeführt, einer z. T. mit Wasser gefüllten Trommel von 4094 mm Länge und 840 mm Durchmesser aus Chromnickelstahl mit 31 mm starker Wand, in der derselbe Betriebsdruck herrscht wie im Hochdrucküberhitzer. Der Dampf tritt durch ein Rohr mit feinen Bohrungen in das Wasser über, gibt seine Überhitzungswärme an dieses ab und verdampft es. Aus dem Dampfraum der Trommel saugt die Umwälzpumpe den Naßdampf wieder ab, und das Umwälzspiel beginnt von neuem. Nachdem der den Hochdruckdampfzylindern zugeführte Teil des Hochdruckdampfes in diesen seine Arbeitsenergie an die Dampfkolben abgegeben hat, tritt er mit einem Enddruck von etwa 18 kg/cm² in den sogenannten Wärmeaustauscher über, nachdem er zuvor in einem Ölabscheider die ihm anhaftenden Reste des Zylinderschmieröls abgegeben hat. Der Wärmeaustauscher ist ein Niederdruckdampfkessel mit einem Betriebsdruck von etwa 15 kg/cm², der wie der Langkessel der gewöhnlichen Lokomotive Siederohre enthält, die aber nicht von Rauchgasen, sondern vom Auspuffdampf der Hochdruckzylinder durchflossen werden. Der Dampf gibt hier seine Wärme durch

*) Organ 1929, S. 215.

die Rohrwände hindurch an das Kesselwasser ab und verdampft dieses, wobei er sich zu Wasser niederschlägt. Das Niederschlagswasser wird von der Hochdruckspeisepumpe durch ein in den Rauchgasstrom eingeschaltetes System von Rohrschlangen, den Hochdruckvorwärmer, hindurch wieder dem Hochdruckverdampfer zugeführt. Der im Wärmeaustauscher erzeugte Niederdruckdampf wird in einem zwischen Hochdrucküberhitzer und Hochdruckvorwärmer liegenden Niederdrucküberhitzer auf 350° überhitzt und dann einem zwischen den Rahmenwangen liegenden Niederdruckzylinder zugeführt. Nach seiner Arbeitsleistung in diesem pufft er durch ein gewöhnliches Blasrohr aus, wobei er in der üblichen Weise das Feuer anfacht. Das Speisewasser wird durch einen vom Abdampf der Hochdruckzylinder beheizten Vorwärmer hindurch in den Wärmeaustauscher gedrückt.

Um die in den Rauchgasen enthaltene Wärme noch weiter auszunutzen, ist schließlich vor dem Hochdruckvorwärmer noch ein Luftvorwärmer angeordnet, der die Verbrennungsluft auf etwa 150° vorwärmt.

Für den Hochdruckdampf besteht somit ein geschlossener Kreislauf, in dem immer dasselbe reine Wasser umläuft. Das Frischwasser wird lediglich dem Wärmeaustauscher zugeleitet, so daß sich nur in diesem Kesselstein ablagern kann. Die Ablagerungen sind hier aber völlig ungefährlich, weil der Wärmeaustauscher nicht feuerbeheizt ist. Die Umwälzpumpe hat nur die Reibungswiderstände des Dampfes im Hochdruckkreislauf zu überwinden. Ihre Leistung ist deswegen und wegen des geringen spezifischen Volumens des Dampfes von so hoher Spannung nur gering und beträgt 1 bis höchstens 2 v. H. des Leistungswertes der erzeugten Dampfmenge.

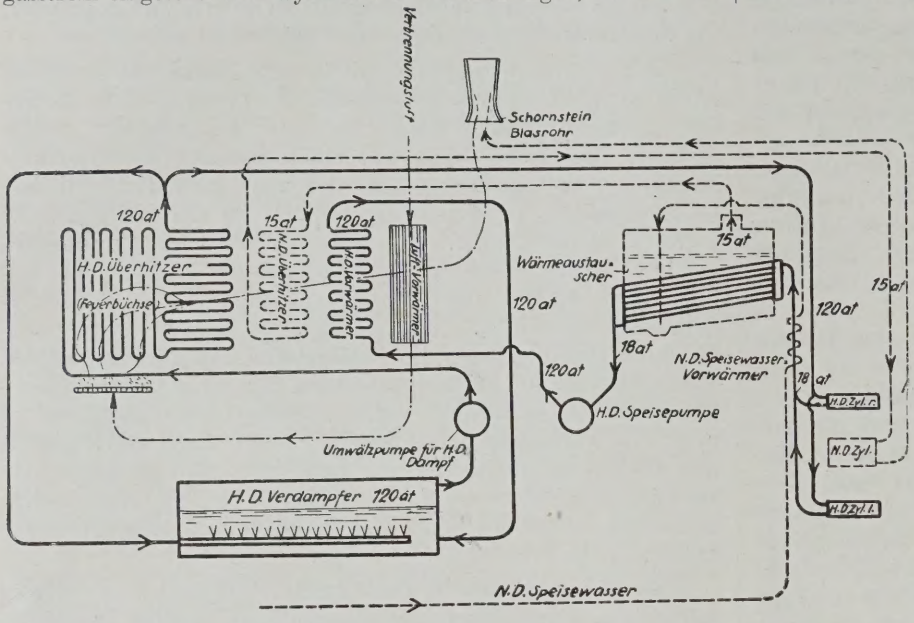



Abb. 1. Schema der Schwartzkopff-Löffler-Lokomotive.

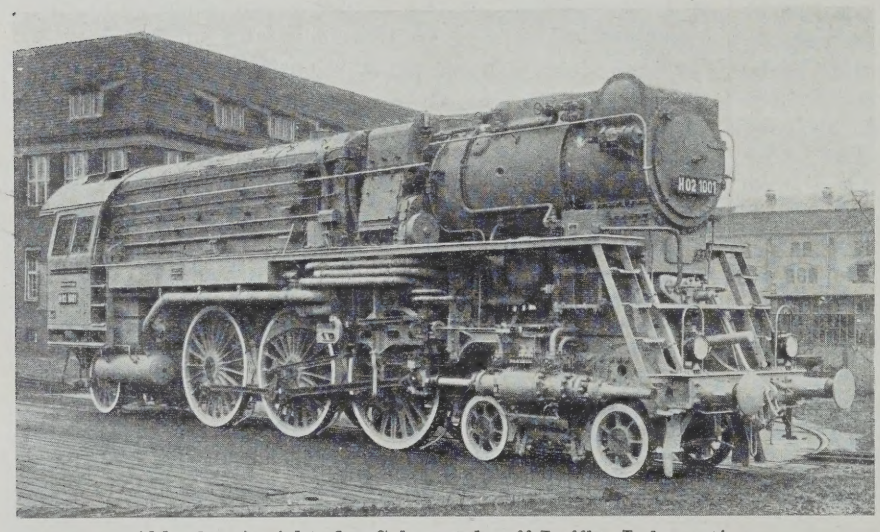


Abb. 2. Ansicht der Schwartzkopff-Löffler-Lokomotive.

Zur Inbetriebnahme der Lokomotive wird fremder Dampf in die Dampfzufuhrleitung des Hochdruckverdampfers sowie in die Dampfleitung der Umwälzpumpen eingeführt. Die Umwälzpumpen werden in Betrieb gesetzt und so lange im Lauf gehalten, bis eine zu ihrem Betrieb ausreichende Dampfspannung erzielt ist. Dann wird das Feuer angezündet und der Fremddampf abgesperrt. Die Umwälzpumpen laufen weiter und unter der Einwirkung der auf dem Rost erzeugten Wärme steigt die Dampfspannung. Das Feuer wird so geregelt, daß ein größter Druck von 120 kg/cm² im Verdampfer nicht überschritten wird. Dies wird überdies durch Sicherheitsventile in der üblichen Weise sichergestellt. Auch der Wärmeaustauscher ist mit Sicherheitsventilen ausgerüstet.

Die Lokomotive ist als Dreizylinder-Verbundlokomotive mit zwei außenliegenden Hochdruckzylindern von 220 mm Durchmesser und einem zwischen den Rohren liegenden Niederdruckzylinder von 600 mm Durchmesser durchgebildet. Der gemeinschaftliche Hub der drei Zylinder beträgt 660 mm. Die Lokomotive besitzt Zwischenachsenantrieb, indem der Niederdruckzylinder die vordere, die beiden Hochdruckzylinder die zweite Treibachse antreiben. Die Hochdruckzylinder sind aus einem Stahlblock herausgearbeitet. Radstände und Raddurchmesser sind die gleichen wie bei den Einheitslokomotiven. Abb. 2 gibt ein Lichtbild der fertigen Lokomotive.

Für die Lokomotive wurde theoretisch eine Kohlenersparnis von 47 v. H. gegenüber den neuzeitlichen Heißdampflokomotiven errechnet, so daß man im Betriebe wohl sicher mit einer Ersparnis von 40 bis 45 v. H. rechnen kann.

Die Bauart weist trotz des gesteigerten Betriebsdruckes mindestens eine ebenso große, wenn nicht eine größere Betriebssicherheit als die Regellokomotive auf, weil die beheizten engen Überhitzerrohre bei Brüchen keine großen Schäden verursachen können und die Wände des unbeheizten Verdampfers innen und außen bearbeitet und ohne jeden Rohranschluß ausgebildet sind.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind nachstehend zusammengestellt:

| | | |
|---|---|---|
| Rostfläche | 2,4 | m² |
| Heizflächen: | | |
| Hochdrucküberhitzer | 90 | „ |
| Niederdrucküberhitzer | 32 | „ |
| Hochdruckvorwärmer | 71 | „ |
| Wärmeaustauscher | 82 | „ |
| Kesseldruck: | | |
| Hochdruckkessel | 120 | kg/ |
| Niederdruckkessel | 15 | |
| Triebwerk: | | |
| Durchmesser der beiden Hochdruckzylinder | 220 | mm |
| Hub des Hochdruckzylinders | 660 | „ |
| Durchmesser des Niederdruckzylinders | 600 | „ |
| Hub des Niederdruckzylinders | 660 | „ |
| Triebraddurchmesser | 2000 | mm |
| Laufraddurchmesser vorn | 850 | „ |
| Laufraddurchmesser hinten | 1250 | „ |
| Leergewicht (rechnungsmäßig) | 111,6 | t |
| Dienstgewicht (rechnungsmäßig) | 114,8 | „ |
| Reibungsgewicht | 60,0 | „ |

(N. d. Zeitschr.: „Die Reichsbahn“ 1930, H. 2.

Abb. 1. Rahmenanordnung.

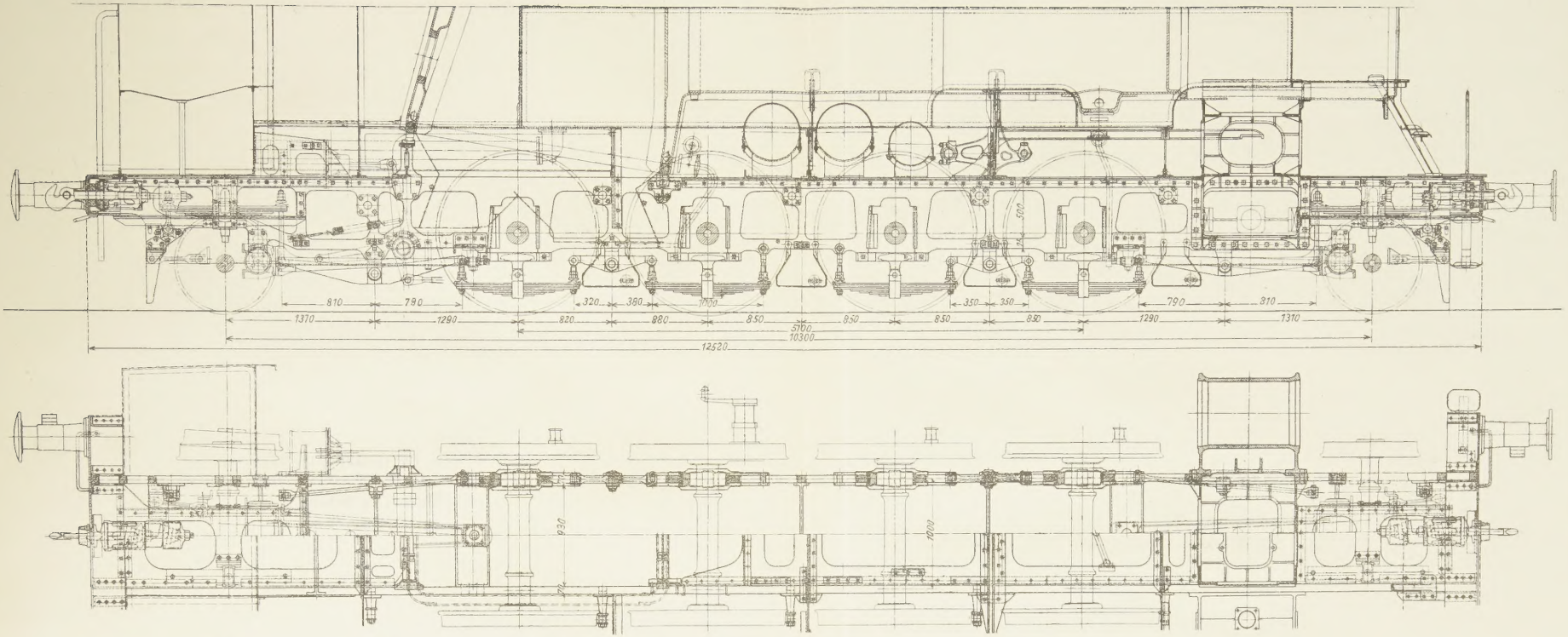
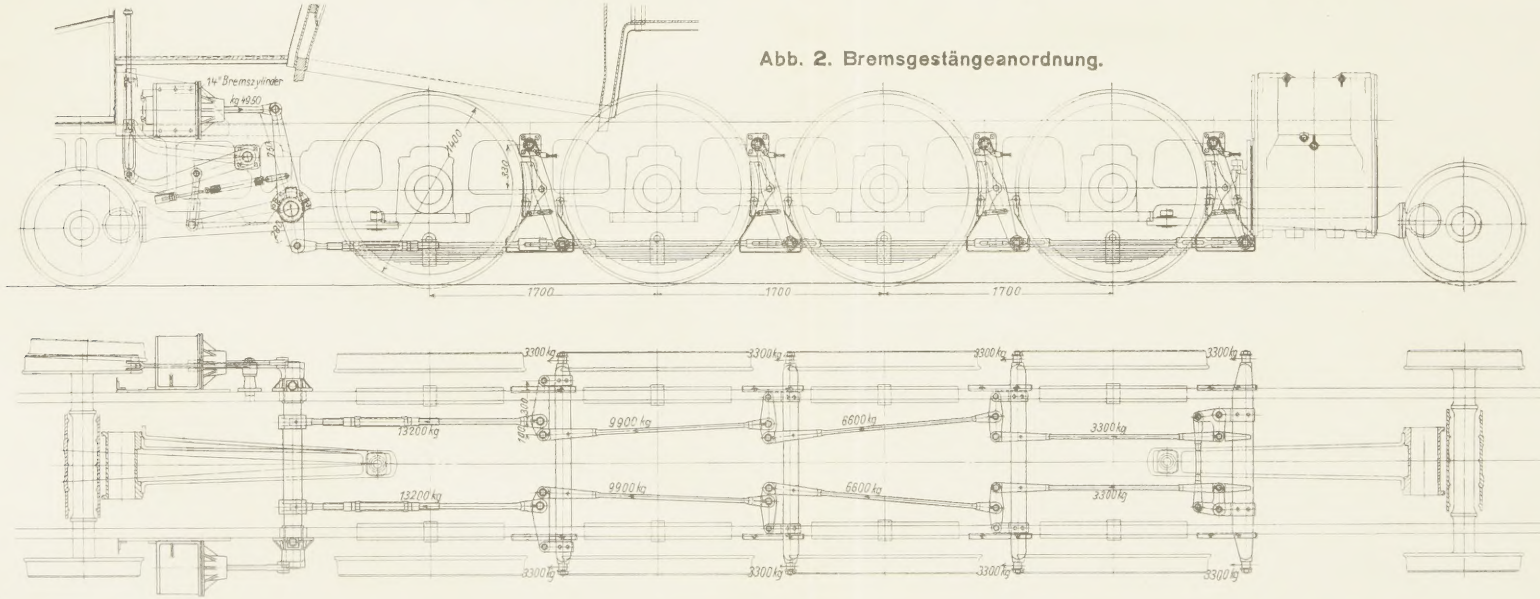



Abb. 2. Bremsgestängeanordnung.




## Zum Aufsatz:

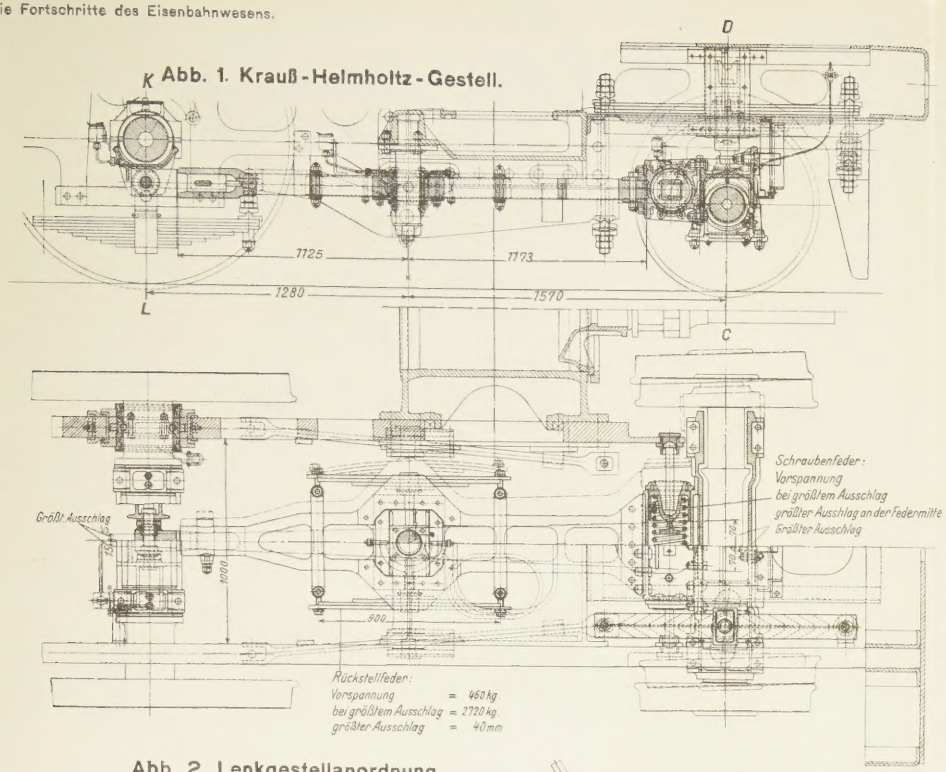
Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkte der Vereinheitlichung.

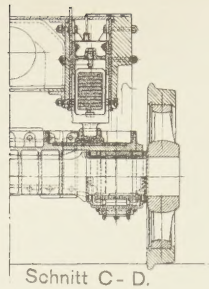
Lith. Anst. v. F. Wirth, Darmstadt

C. W. Kreidel's Verlag München.

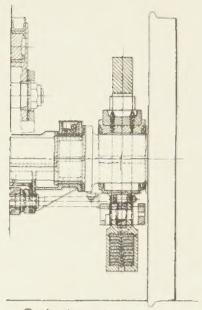
THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

Abb. 1. Krauß-Helmholtz-Gestell.



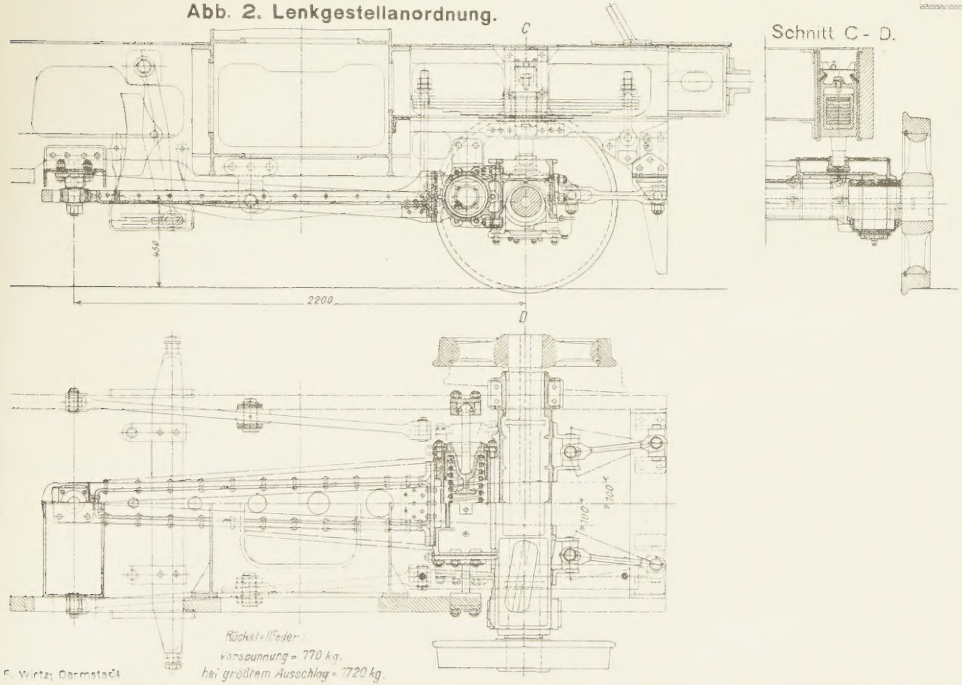
Schnitt C-D.



Schnitt K-L.

**Zum Aufsatz:**
**Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkte der Vereinheitlichung.**
**Dreh- und Lenkgestelle.**

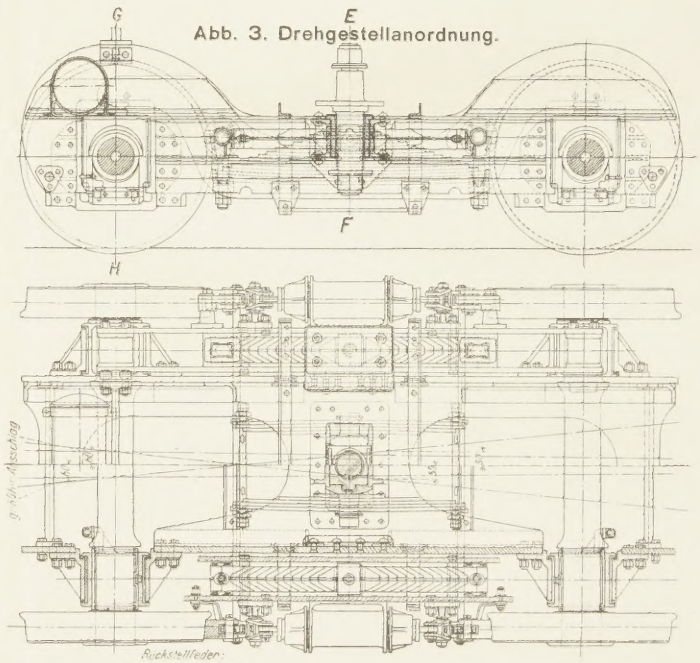
Abb. 2. Lenkgestellanordnung.

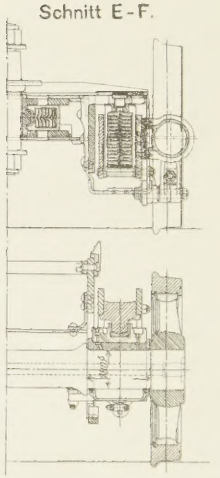





Schnitt C-D.

Abb. 3. Drehgestellanordnung.



Schnitt E-F.

Schnitt G-H.

Anst. v. E. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag, München.

# Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkt der Vereinheitlichung.

Von Dipl.-Ing. **Alfons Meckel**, Obering. im Vereinheitlichungsbüro der Deutschen Lokomotivbau-Vereinigung, Berlin-Tegel.

Hierzu Tafel 8 und 9.

Trotz zahlreicher, vorliegender Veröffentlichungen*) er-eint es heute gerechtfertigt, eine zusammenfassende stellung über die Einheitslokomotiven der Deutschen chsbahn-Gesellschaft zu geben, da zwölf Bauarten seit aumer Zeit im Betriebe stehen. Andererseits muß einer leicht einseitiger Interesseneinstellung folgenden — Kritik Beteiligten (Hersteller, Eisenbahnbetrieb und Wieder-stellung) die Würdigung aller Gesichtspunkte nahegelegt den, welche Werdegang, Entwicklung, Entwurfs- und nstruktionsdurchführung im Hinblick auf die Gesamtziel-ung maßgebend beeinflußt haben, wenn diese als gesunde tik der Sache dienlich sein soll.

## I. Allgemeine Grundlagen.

1. Hauptgesichtspunkte. Die Durchbildung von heitslokomotiven für die Deutsche Reichsbahn bedeutet den Dampflokomotivbau einen gewaltigen Schritt inten-er Entwicklung**), da sie eine Zusammenfassung aller zeitlichen Lokomotivbaugrundsätze darstellt, unter dem nderen Gesichtswinkel der bei einer Vereinheitlichung otenen Festlegung auf längere Sicht. Die nachstehend dergegebene Übersicht über die hierbei maßgebenden motive (Zusammenstellung 1) zeigt in großen Zügen, wie — wie bei jeder wirtschaftlichen Maßnahme — der Nutzen genden Zweckbestimmung die Kosten verursachende telaufwendung gegenübersteht, in jedem Einzelfalle eine gegenwärtigen Verhältnissen entsprechende optimale mpromißentscheidung erheischend. Hierbei ist ohne eres grundsätzlich klar, daß die mit der Durchführung uftragten Stellen letzten Endes nur ihrem objektiven nisch-wirtschaftlichen Gewissen folgen können.

2. Hauptaufgaben. Die beiden Hauptaufgaben der einheitlichung eines Lokomotivparkes: „Festlegung iger, die anfallenden Betriebsanforderungen wirtschaftlich llender Lokomotivbauarten einerseits und weitgehende zelteil-Vereinheitlichung“ andererseits können auf i Arten erfüllt werden: Mangelhaft ist die Auswahl bewährter tungen aus dem vorhandenen Park und Ausstattung er mit weitgehendst gleichen ersatz- und ausbesserungs-ntigen Teilen. Das Optimum kann erreicht werden durch stellung einer Reihe neuer Gattungen, welche durch ung und angewandte Normung weitgehendst gleiche Teile lten.

Besonders weist auf ein solches Verfahren auch das Be-ben hin, bei einer Bauartfestlegung auf längere Sicht die sten lokomotivbaulichen und -betrieblichen Erfahrungen Erkenntnisse zu verwerten. Die bescheidene Einzelteil-inheitlichungsmöglichkeit und die Undurchführbarkeit der eneinschränkung der Ausgangswerkstoffe, sowie die vom tauschbau geforderte Maßvereinheitlichung (wegen Werk-g-, Vorrichtungs- und Lehreneinschränkung) ohne voll-ständige — einer Neukonstruktion beinahe gleichkommende — Durcharbeitung der Lokomotiv-Zeichnungssätze lassen außerdem das Behelfsmäßige des ersten Verfahrens gleich erkennen, das ausgezeichnet sein mag, um einen vorhandenen Park wirtschaftlich zu verschleißen. Und so war es zweifellos richtig, daß bei der Zusammenfassung der Ländereisenbahnen zur Deutschen Reichsbahn im Jahre 1920 der Anfall von ungefähr 210 verschiedenen z. T. sehr veralteten und unwirtschaftlichen Lokomotiven (die zudem in den verschiedensten Bauausführungen vorhanden waren) die Aufstellung einer Reihe von wenigen, wirtschaftlichen Einheitslokomotiven neuer Bauart veranlaßte.

3. Typisierungsgrundlage. Die Schaffung der Typisierungsbasis, d. h. die Festlegung der für die Einheitsreihe maßgebenden äußeren Bedingungen und die Bedarfsaufstellung liegt im Aufgaben- und Verantwortungskreis der Bahnverwaltung. Diese, die Durchbildung der Lokomotiven beeinflussenden äußeren Bedingungen, wie sie die Bahnanlagen einerseits (u. a. Spurweite, Umgrenzung, Achsdruck, kleinste Kurven und Weichen, Drehscheiben, Wasserkranhöhe) und der Fahrzeuganschluß andererseits (u. a. Zug- und Stoßvorrichtungen, Leitungsanschlüsse, Lichtraumverhältnisse an den Stirnseiten) darstellen, waren von jeher selbstverständlicher Gegenstand des Vereinheitlichungsbestrebens bei allen Bahnverwaltungen. Die für Deutschland gesetzeskräftige „Eisenbahn-Bau- und -Betriebsordnung“*) weist u. a. in der Erhöhung des zulässigen Achsdruckes auf 20 t, Erweiterung der Lokomotivumgrenzung im unteren und oberen Teil, Vergrößerung der Drehscheibenmindestgröße auf 20 m (23 m werden für die Hauptstrecken durchgeführt) und Erhöhung des Wasserkranausflusses auf 3,10 m wesentliche, die Lokomotivbauentwicklung außerordentlich fördernde Erweiterungen auf. Die Bedarfsaufstellung, welche als Grundlage zur Typenreihe die betrieblich notwendigen Zugförderungseinheiten festlegte, ging aus von einer Auswahl bewährter Bauarten, deren alleinige Weiterbeschaffung den vorliegenden Verkehrsbedingungen genügen sollte. Die vom „Engeren Ausschuß für Lokomotiven“ der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft getroffene Auswahl ist in Zusammenstellung 2 wiedergegeben und ist dieser das Typisierungsprogramm, dessen Einheiten sich in der Größenordnung anschließen, gegenübergestellt.

4. Organisation. Als besonders glücklicher Umstand muß bezeichnet werden, daß der Gesamtheit der in der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft verschmolzenen Ländereisenbahnen die Gesamtheit der im damaligen Lokomotivverband vereinigten Lokomotivfabriken gegenüberstand, wodurch die Durchführung der Konstruktionen als Gemeinschaftsarbeit — unter großmütiger Hintanstellung der Urheberinteressen, namentlich der größeren Lokomotivbauanstalten — ermöglicht wurde.

Die Durchführung der Aufgabe im Sinne der hier gemachten Ausführungen war und ist nur befriedigend möglich, wenn die Gesamtheit aller zu ihrer Erfüllung notwendigen Arbeiten an einer Stelle**) zentralisiert ist, die mit dem Beschaffer (Reichsbahn) eng zusammenwirkt. Hierbei bedingt die Zusammen-

*) Fuchs: Normung Typisierung und Spezialisierung im omotivbau. V. D. I. — Sonderheft „Eisenbahnwesen“ 1925. gner: Über Reihenbildung im Bau von Nebenbahnlokomotiven. kehrstechnik, Heft 39a, September 1925. Fuchs und gner: Die 2C1-Einheitsschnellzuglokomotive der Deutschen hsbahn. Z. V. D. I. Bd. 70, Nr. 52 1926. Fuchs: Bisherige hrungen mit der Typisierung der Reichsbahnlokomotiven. ers Annalen, Jubiläumssonderheft Juli 1927.

**) Im Gegensatz zu den Ansätzen einer extensiven Entlung, die sich heute in den Versuchen mit Hochdruck-, binen- und Kohlenstaublokomotiven zeigen.

*) Neueste Ausgabe vom 1. Oktober 1928, Reichsgesetzblatt 1928, Teil II, Seite 541.

**) Vereinheitlichungsbüro der Deutschen Lokomotivbau-Vereinigung, im Hause der Firma A. Borsig, Berlin-Tegel.

Zusammen
Hauptgesichtspunkte für die Durch

| | | | | | Forderung |
|---|---|---|---|---|---|
| Zweckbestimmung (Nutzen) | | | | | Zugförderungseinheiten, die den vorliegenden und zu erwartenden Verkehrsanforderungen genügen |
| | | | | | Betriebssichere und zuverlässige Lokomotiven |
| Mittelaufwendung (Kosten) | Einmalige Aufwendungen (Investierung) | Kleiner Lokomotivpark | | | Kleinstzahl verschiedener Bauarten |
| | | | | | Große Laufstrecken bei kleinen Totzeiten sowie Große Anzahl Laufkilometer zwischen den Ausbesserungen und insgesamt bei kurzen Ausbesserungszeiten |
| | | Billige Lokomotiven (Niedrige Herstellungskosten) | Teil | | Einfache Bauarten bei einer Kleinstzahl verschiedener Typen<br>Einfache Konstruktionen und einfache fabrikationszweckmäßige Einzelteilgestellung bei ein Kleinstzahl verschiedener Teile |
| | | | Maß und (Maßabweichung) | | Kleiner Park von Einrichtungen, Vorrichtungen (Spezial-), Werkzeugen und Lehren<br>Unabhängige Einzelteilfertigung und weitgehendst nacharbeitsfreier Zusammenbau durch A wendung des Austauschbaues |
| | | | Werkstoff | | Billige und kurzfristige Materialbeschaffung, sowie kleines Rohstofflager |
| | | | Oberflächengüte | | Geringstmögliche Verspanung bei Vermeidung jeder unnötig feinen Bearbeitungsgüte |
| | Laufende Aufwendungen | Betrieb | Betriebsmittel | | Geringer Kohlenverbrauch<br>Geringer Ölverbrauch<br>Einschränkung der Ersatznotwendigkeiten |
| | | | Ersatz | | Einfacher und nacharbeitsfreier Ersatz mittels eines kleinstmöglichen Parks einfacher vorrätig Ersatzteile |
| | | Ausbesserung | | | Einschränkung der Ausbesserungsnotwendigkeiten |
| | | | Billige Ausbesserung | | Niedrige Herstellungs- bzw. Beschaffungskosten der Ausbesserungsteile |
| | | | | | Ausbesserungszweckmäßige Bauarten und Konstruktionen |
| | | | | | Ermöglichung der Austauschbau- und Vorratswirtschaft |

tellung 1.
ildung der Einheitslokomotiven.

| Maßnahme |
|---|
| Sorgfältige Bauartauswahl entsprechend den mit dem vorhandenen Park gemachten Erfahrungen<br>Entwurfsdurchführung nach Maßgabe des Leistungsprogramms entsprechend den auf den neuesten Erfahrungen und Versuchsergebnissen aufbauenden Erkenntnissen |
| Einfache Bauarten bei Vermeidung aller nicht einen erwiesenen gesamtwirtschaftlichen Gewinn ergebenden Komplikationen<br>Weiterentwicklung bewährter und einfacher Konstruktionen<br>Besonders sorgfältige Dimensionierung und Werkstoffwahl für die Gefahr- und Verschleißteile<br>Sicherheitsvorrichtungen |
| Bauartwahl und Entwurfsdurchführung wie oben jedoch unter dem besonderen Gesichtswinkel der Bauarteinschränkung im Hinblick auf gleichmäßige gute mittlere Wirtschaftlichkeit innerhalb weiter Belastungsgrenzen |
| Sorgfältige Kesseldurchbildung<br>Sorgfältige Dimensionierung und Werkstoffwahl der Verschleißteile<br>Geeignete Sondereinrichtungen (wie Kipprost, Speisewasserreiniger) |
| Einfache Bauarten und bedienungszweckmäßige Konstruktionen<br>Geeignete Sondereinrichtungen (wie Kipprost, Zentralschmierung, Kondenswasserrückgewinnung)<br>Ersatz- und ausbesserungszweckmäßige Konstruktionen (leichte Auswechslung, Verschleißaufnahme im einfachen Teil gegebenenfalls durch einfache Zwischenstücke und Beilagen)<br>Ermöglichung einer vorrats- und austauschbaumäßigen Ersatz- und Ausbesserungswirtschaft durch Vereinheitlichung und toleranzmäßige Maßfestlegung |
| Bauartauswahl und Entwurfsdurchführung nach den Typisierungsprinzipien (wie oben)<br>Sorgfältiges Abwägen aller den Entwurf und die Konstruktion beeinflussender Gesichtspunkte gegen die Billigkeitsforderung<br>Anwendung der Normteile (DIN und LON) in einer Kleinstauswahl<br>Übernahme der reichsbahnseitig für die vorhandenen Lokomotiven einheitlich festgelegten Teile (altgenormte Teile auf Werknormblättern) und darüber hinaus Vereinheitlichung aller überhaupt zugänglichen Teile |
| Über den Rahmen der Einzelteilgleichmachung hinausgehende alle Teile umfassende Vereinheitlichung der diese Einrichtungen bestimmenden Maße und Toleranzen<br>Toleranzmäßige Maßfestlegung unter besonderer Beachtung der wirtschaftlichen Herstellungsgenauigkeiten |
| Weitgehendste Anwendung normaler Werkstoffgüten und -abmessungen in Kleinstauswahl |
| Entsprechend sorgfältige Formgebung und Beschränkung der Verspanung und Oberflächengütenvorschrift auf das dem Zweck entsprechende mögliche Mindestmaß |
| Verwertung der neuesten Erkenntnisse für eine Verbesserung der Dampferzeugungs- und Verbrauchswirtschaft<br>Anwendung wärmewirtschaftsverbessernder Sondereinrichtungen (wie Überhitzung, Vorwärmer, Kondensatrückgewinnung)<br>Zweckmäßige Schmierung<br>Einfache Bauarten und Konstruktionen, verschleißfeste Durchbildung der Einzelteile (wie oben)<br>Vermeidung des Ersatzes durch Nachstellmöglichkeiten |
| Ganz besondere Beachtung des leichten Ab- und Anbaues ersatzwichtiger Teile (gegebenenfalls sogar unter Inkaufnahme einer verwickelteren Konstruktion<br>Aufnahme des Verschleißes durch besondere einfache und leicht auswechselbare Zwischenglieder<br>Sorgfältige Vereinheitlichung der ersatzwichtigen Teile<br>Toleranzmäßige Maßfestlegung der Ersatzteile und der Anbaustellen |
| Einfache und verschleißfeste Bauarten und Konstruktionen (wie oben)<br>Sondereinrichtungen (wie oben) |
| Alle zur Niedrighaltung der Herstellungskosten genannten Gesichtspunkte gelten auch hier |
| Einfache Bauarten und Konstruktionen<br>Beachtung eines erleichterten Ab- und Zusammenbaus<br>Verschleiß im einfachen Stück bzw. aufgenommen durch einfache Zwischenstücke<br>Ausreichendes Material an den Nacharbeitsstellen |
| Sorgfältige Vereinheitlichung der ausbesserungswichtigen Teile<br>Toleranzmäßige Maßfestlegung für alle zweckmäßigerweise austauschbaren Teile und Anschlüsse<br>Maßgerechte Festlegung der Aufmaße zum Zupassen entsprechend den vorgesehenen Nacharbeitsgrenzen des Gegenstückes |

## Zusammenstellung 2.

Typisierungsprogramm[1])

| | Achsanordnung | Einheitsreihen im Anschluß an die Auswahl bewährter Gattungen | | | | | | | | Reichsbahn-Bauart Alte Länderbezeichnung |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Treibachsdruck 20,0 | | 17 | | 15,0 | | Bauartbezeichnung | Hauptabmessungen | |
| Schnell- und Personenzuglokomotiven | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | * 2C1-h2 S 20 | 01 | — | | — | | 1D1-h4v S 17 Tr $\frac{2\times480}{2\times720}$/630/1905 K 15 $\frac{225{,}12+74}{4{,}5}$ G $\frac{90{,}3\ ^{3})}{99{,}9}$ — | | XX H V (sa) |
| | | * (2C1-h4v S 20) | 02 | — | | — | | | | |
| | | — | | † 2C1-h2 S 17 | 03 | — | | 2C-h4v S 17 Tr $\frac{2\times400}{2\times610}$/660/1980 K 15 $\frac{161{,}22+58{,}5}{3{,}18}$ G $\frac{75{,}7}{83{,}1}$ — | | S 10[1] |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | 1D1-h3 P 20 | 22 | — | | — | | 1D1-h3 P 19 Tr 3×520/660/1750 K 14 $\frac{220{,}51+82}{4{,}0}$ G $\frac{100{,}4}{110{,}4}$ — | | P 10 |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙ | 2C-h2 P 20 | 20 | — | | — | | 2C-h2 P 17 Tr 575 /630/1750 K 12 $\frac{144{,}96+58{,}9}{2{,}64}$ G $\frac{70{,}7}{78{,}2}$ — | | P 8 |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | * 2C2-h2 Pt 20 | 62 | — | | — | | 2C2-h2 Pt 17 Tr 560 /630/1650 K 12 $\frac{138{,}34+49{,}2}{2{,}44}$ G $\frac{83{,}2}{105}$ V $\frac{12}{4{,}5}$ | | T 18 |
| | ⊙⊙⊙⊙ | — | | — | | * 1C-h2 P 15[2]) | 24 | | | |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙ | 1C1-h2 Pt 20 | 60 | — | | * 1C1-h2 Pt 15[2]) | 64 | 1C1-h2 Pt 16 Tr 540 /640/1600 K 12 $\frac{106{,}11+40{,}75}{2{,}06}$ G $\frac{60{,}2}{78{,}4}$ V $\frac{10}{4}$ | | VI c (bad) |
| | ⊙⊙⊙ | — | | — | | 1B-h2 Pt 15 | 70[1] | | | |
| Güterzuglokomotiven | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | * 1E-h2 G 20 | 43 | — | | — | | 1E-h3 G 16 Tr 3×570/660/1400 K 14 $\frac{194+68{,}42}{3{,}9}$ G $\frac{85{,}4}{95{,}7}$ — | | G 12 |
| | | * (1E-h3 G 20) | 44 | — | | — | | | | |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | † 1E1-h2 Gt 20 | 84 | — | | — | | 1E1-h2 Gt 19 Tr 700 /660/1400 K 14 $\frac{200+62{,}5}{4{,}36}$ G $\frac{103{,}7}{127{,}4}$ V $\frac{12}{4}$ | | T 20 |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙ | 1D-h2 G 20 | 41 | — | | — | | E-h2 G 15 Tr 630 /660/1400 K 12 $\frac{141{,}47+58{,}9}{2{,}63}$ G $\frac{69{,}6}{76{,}6}$ — | | G 10 |
| | | | | | | | | 1D-h2 G 17 Tr 630 /660/1400 K 12 $\frac{167{,}43+53{,}12}{3{,}4}$ G $\frac{75{,}6}{83{,}5}$ — | | G 8[2] |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙⊙ | 1D1-h2 Gt 20 | 82 | — | | * 1D1-h2 Gt 15[2]) | 86 | 1D1-h2 Gt 17 Tr 600 /660/1350 K 12 $\frac{129{,}3+50{,}28}{2{,}56}$ G $\frac{81{,}1}{104}$ V $\frac{14}{4{,}5}$ | | T 14[1] |
| | ⊙⊙⊙⊙ | 1C-h2 G 20 | 40 | — | | — | | | | |
| Verschiebelokomotiven | ⊙⊙⊙ | — | | * C-h2 Gt 17 | 80 | C-h2 Gt 15 | | C-n2 Gt 16 Tr 430 /600/1260 K 12 $\frac{76{,}94}{1{,}18}$ G $\frac{37{,}4}{47{,}3}$ V $\frac{4}{2}$ | | V T (sa) |
| | ⊙⊙⊙⊙ | — | | * D-h2 Gt 17 | 81 | — | | D-n2 Gt 17 Tr 530 /650/1216 K 12 $\frac{125{,}1}{2{,}02}$ G $\frac{53{,}8}{70}$ V $\frac{9}{2{,}2}$ | | R 4/4 (bay) |
| | ⊙⊙⊙⊙⊙ | E-h2 Gt 20 | 83 | * E-h2 Gt 17 | 87 | — | | E-h2 Gt 16 Tr 620 /630/1260 K 12 $\frac{136{,}55+41{,}4}{2{,}3}$ G $\frac{61{,}7}{79{,}4}$ V $\frac{7{,}5\,|\,8{,}5}{2{,}2}$ | | XI H T (sa) |

[1]) Nach dem Stand vom 1. 1. 1930 entsprechend der geschichtlichen Entwicklung. [2]) Die Nebenbahnstrecken wurden früher vorwiegend mit älteren Lokomotiven leichter

K = Kessel; Dampfdruck, Verdampfungs- und Überhitzerheizfläche, Rostfläche in qm; G = Gewicht; Leergewicht, Dienstgewicht in t. — * Gebaut. † Konstruktiv durchgebildet.

sung aller Interessen und Erfahrungen die Schaffung onderer Organisationen (Ausschüsse)*).

## II. Entwurfsdurchführung.

Die Hauptangaben**) zu allen im Typisierungsprogramm gesehenen Bauarten und den daran anschließenden Sonderomotiven sind in Zusammenstellung 3 zusammengestellt, bei die üblichen Vergleichswerte mitaufgenommen wurden. ßer für die gebauten Lokomotiven * liegen auf Grund der geschrittenen Konstruktion für die † gekennzeichneten ıarten die Hauptwerte fest. Für die weiteren Typen entechen die Angaben Vorentwürfen und sind Änderungen glich bei der endgültigen Durchbildung, wobei noch nicht ıgt werden kann, wann der Bedarfsanfall diese fordern d, bzw. ob nicht Programmänderungen sich ergeben werden.

Entwurfsdurchführung erfolgte in Abwägung der gnten grundsätzlichen Leitmotive in maßgebender Beeinsung durch folgende einheitliche Gesichtspunkte***).

1. Kessel. Die Dimensionierung der grundsätzlich (auch den Verschiebelokomotiven) mit Rauchröhrenüberhitzer sehenen Heißdampfkessel erfolgte bei Ausnutzung des fügbaren Gewichtes (in Abstimmung mit den betrieblich rläßlichen Vorräten bei den Tenderlokomotiven) unter chtung der üblichen Verhältniswerte, wobei im Interesse r guten Verbrennungswirtschaft bei mittlerer Anstrengung d im Bereitschaftsdienst) eine allzu reichliche Rostensionierung vermieden wurde (da bei wirtschaftlich lerer Feuerschicht eine wesentlich höhere Rostanstrengung bislang üblich angenommen werden kann). Die Überhitzerfläche ist zur Erzielung hoher Überhitzung (370 bis 400°) hlich gewählt, bei Ausnutzung der heißen Rauchgaszone ch nahes Heranführen (300 bis 400 mm) der Umkehrenden die Feuerbüchsrohrwand. Die Unterbringung†) der dampfungsheizfläche war beeinflußt durch die sich aus der hl des Überhitzerdampfquerschnittes (Dampfgeschwindigen beim Eintritt 12 bis 18 m/sek.) ergebende Anzahl der ıchrohre und die Wahl ausreichender Wasserstege (mögl. nm) bei richtiger Abstimmung der Rohrdurchmesser. letztere wurden die optimalen Werte von 400 bis 425 für Verhältnis von Rohrreibungsfläche : mittl. Gasquerschnitt : und $K_H$) zur Erzielung der für die Wärmeübertragung ckmäßigen Rauchgasgeschwindigkeiten angestrebt. Wenn h die Beschränkung auf eine kleinere Zahl von Heiz-, Rauch-, Überhitzerrohrdurchmessern und wenig Kesseldurchmesser-, ie wenig Dampfsammelkastengrößen eine peinliche Feinimmung nicht immer zuließ, so wurde doch jeweils Übertimmung von $K_H$ und $K_R$ erzielt, so daß ausreichender durchgang bei genügender Gasgeschwindigkeit durch die ıchrohre gewährleistet ist. Um den Überhitzer als Nachdampfungseinrichtung nicht zu sehr seiner eigentlichen gabe zu entziehen, wurde auf die Erzielung trockenen Dampfes durch ausreichende Größen der Verdampfungsoberfläche geachtet, derart, daß der Dampfdurchgang 0,3 kg/sek/m² nicht überschreitet.

Baulich war die Kesselgrundform wesentlich beeinflußt durch das Bestreben, bei Anwendung einer geringstmöglichen Zahl verschiedener Kümpelteile eine einfache rechteckige Rostform ohne starkes seitliches Einziehen des Stehkessels zu erreichen, um die Feuerbüchse von unten einbringen zu können. Hierbei wurde auch im Interesse einer bequemen Beschickung auf eine lange und schmale Rostform bewußt verzichtet, da die dieser nachgerühmten verbrennungstechnischen Vorteile durch den Versuch keine Bestätigung gefunden haben*). Der Abstand der untersten Rohrreihe von Rostoberkante (600 mm wurden möglichst nicht unterschritten) ergibt bei Anwendung eines Feuerschirmes genügenden Verbrennungsraum. Die Erreichung der teilweise von der Lastverteilung geforderte weit vorn liegende Kesselschwerpunktlage wurde unterstützt durch die schräge Stehkesselrückwand (nötigenfalls auch durch stark nach vorn gezogene Stiefelknechtplatte), welche — mit vertikalem Oberteil für die Armaturanbringung — eine der Rauchgasführung entsprechende und beste Raumausnutzung im Führerhaus ergebende Zweckform darstellt. (Auf die Anwendung der für die Verbrennung — und gegebenenfalls Lastverteilung — günstigen Verbrennungskammer wurde wegen der damit verbundenen beweglichen Stehbolzen und den stets zu Undichtigkeiten neigenden Nähten verzichtet.)

2. Triebwerk. Die Abstimmung der Triebwerkshauptgrößen: Raddurchmesser, Kolbenhub und Zylinderdurchmesser unter sich, zur Kesselleistung und zum Reibungsgewicht war zunächst beeinflußt durch die Abhängigkeit des Treibraddurchmessers von allgemeinen baulichen Verhältnissen einerseits und der Beachtung der der Gesamtbauart angemessenen Drehzahl bei den geforderten Geschwindigkeiten andererseits. So wies die Beschränkung für den Gesamtradstand (20-Meter-Drehscheibe mit 4T30-Tender) und die Einhaltung des durch die Bremsbaugrundsätze (siehe später) vorgeschriebenen Mindestabstandes (300 mm) zwischen den Radreifen auf 2000 mm Raddurchmesser für die Schnellzuglokomotiven. Der Raddurchmesser von 1400 mm für die Güterzuglokomotiven war mit Rücksicht auf möglichste Einschränkung des Gesamtradstandes im Interesse der Ermöglichung eines erträglichen Durchgangs durch die Weichen (namentlich im Hinblick auf eine evtl. später notwendig werdende F-Lokomotive) geboten. Diese Grenzwerte der Raddurchmesser für die Streckenlokomotiven gestatten noch die Wahl eines die Zahl der Zylindermodelle einschränkenden einheitlichen Hubes von 660 mm bei Einhaltung eines dem Verwendungszweck der Lokomotiven gut entsprechenden Übersetzungsverhältnisses s/D. = Hub: Raddurchmesser. Die Personenzuglokomotiven fügen sich mit 1750 mm Raddurchmesser ohne Zwang ein, wobei allerdings der für die Nebenbahnpersonenzuglokomotiven mit Rücksicht auf deren Dienst im Hügelland und im gemischten Verkehr noch notwendig werdende 1500er Raddurchmesser eine unerwünschte, aber ganz unvermeidliche Vielheit bringt.

Bei den Verschiebelokomotiven forderte die zur Unterbringung der Vorräte notwendige äußerste Gewichtseinschränkung den kleinen Raddurchmesser von 1100 mm, welcher mit dem Hub von 550 mm die Wahl eines für die Reibungsausnutzung (ohne Sanden) zweckmäßigen Zylinderdurchmessers gestattet, ohne einen im Verhältnis zur Heizfläche unverhältnismäßig kleinen Zylinderinhalt zu bekommen.

*) Z. Zt. sind wirksam: grundsätzliche Fragen: Lokomotivschuß der Reichsbahn, Organisationsausschuß der Lokomotivanstalten. Werkstättenbelange: Werstättenkommission der chsbahn für das Vereinheitlichungsbüro. Austauschbau: ranzausschuß (Reichsbahn und Firmen). Normen: „ELNA" erer Lokomotivnormenausschuß mit seinen Unterausschüssen chsbahn und Firmen).

**) Abbildungen, sowie Einzelbeschreibungen und Konktions-Einzelheiten siehe den vorangehenden Aufsatz gner-Witte: „Die konstruktive Durchbildung der Reichsnlokomotiven".

***) Die Ausführungen über Entwurfs- und Konstruktionschführung gelten nur bedingt für die Sonderlokomotiven. Bei . eingeflochtenen Zahlenwerten sind diese nicht berücksichtigt.

†) Wagner: „Die neuere Entwicklung des Lokomotivels". Z. V. D. I. Bd. 73, Nr. 35, August 1929. Wagner: r Kritik des Lokomotivüberhitzers". Z. V. D. I. Bd 68, 37, 1924.

*) Siehe Nordmann: „Neue theoretische und wirtschaftliche Ergebnisse aus Versuchen mit Dampflokomotiven". Glasers Annalen, Jubiläumssonderheft vom 1. Juli 1927, Seite 19.

## Zusammenstellung 3.

Hauptangaben zu den Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

| | | Bezeichnung | Reichsbahn-bauart | Kessel: Rostlänge × Rostbreite | Kessel: Kesseldurchmesser | Kessel: Länge zw. den Rohrwänden | Kessel: Heizrohre Anzahl | Kessel: Heizrohre ⌀ | Kessel: Rauchrohre Anzahl | Kessel: Rauchrohre ⌀ | Kessel: Überdruck p | Kessel: Rostfläche R | Kessel: Feuerberührte Heizfläche: Feuerbüchse $f H_b$ | Kessel: Feuerberührte Heizfläche: Rohr-Heizfl. $f H_r$ | Kessel: Feuerberührte Heizfläche: Verdampf. $f H_v$ | Kessel: Feuerberührte Heizfläche: Überhitzer $f H_ü$ | Kessel: Wasserraum [1] | Kessel: Verd. [1] Oberfläche | Treib- u. Laufwerk: Zyl. ⌀ d | Treib- u. Laufwerk: Hub s | Treib- u. Laufwerk: Treibrad ⌀ D | Treib- u. Laufwerk: Laufraddurchm. vorn/hinten |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | mm | mm | mm | Anzahl | ⌀ mm | Anzahl | ⌀ mm | kg/cm² | m² | m² | m² | m² | m² | m³ | m² | mm | mm | mm | mm |
| Schwere Hauptbahn-Lokomotiven | * | 2C1-h2 S20 | 01 | 2600×1728 | 1900 | 6800 | 106 | 70 | 24 | 171 | 16 | 4,5 | 17 | 230 | 247 | 86 | 10,48 | 15,1 | 650 | 660 | 2000 | 850/1250 |
| | * | 2C1-h4 S20 | 02 | 2600×1728 | 1900 | 6800 | 106 | 70 | 24 | 171 | 16 | 4,5 | 17 | 230 | 247 | 86 | 10,48 | 15,1 | 640/720 | 660 | 2000 | 850/1250 |
| | † | 2C1-h2 S17 | 03 | 2600×1560 | 1700 | 6800 | 84 | 70 | 20 | 171 | 16 | 4,05 | 16,1 | 186,12 | 202,22 | 70 | 8,9 | 13,4 | 600 | 660 | 2000 | 850/1250 |
| | * | 1E-h2 G20 | 43 | 3000×1560 | 1900 | 5800 | 127 | 54 | 43 | 143 | 14 | 4,7 | 18 | 219 | 237 | 100 | 9,45 | 13,5 | 720 | 660 | 1400 | 850 |
| | * | 1E-h3 G20 | 44 | 3000×1560 | 1900 | 5800 | 127 | 54 | 43 | 143 | 14 | 4,7 | 18 | 219 | 237 | 100 | 9,45 | 13,5 | 600 | 660 | 1400 | 850 |
| | * | 2C2-h2 Pt20 | 62 | 2400×1460 | 1800 | 4700 | 155 | 50 | 41 | 133 | 14 | 3,5 | 15 | 178,25 | 193,25 | 72,5 | 7,0 | 10,45 | 600 | 660 | 1750 | 850 |
| | † | 2C-h2 P20 | 20 | 2400×1460 | 1800 | 4700 | 155 | 50 | 41 | 133 | 14 | 3,5 | 15 | 178,25 | 193,25 | 72,5 | 7,0 | 10,45 | 600 | 660 | 1750 | 850 |
| | † | 1E1-h2 Gt20 | 84 | 2400×1460 | 1800 | 4700 | 155 | 50 | 41 | 133 | 14 | 3,5 | 15 | 178,25 | 193,25 | 72,5 | 7,0 | 10,45 | 720 | 660 | 1400 | 850 |
| | | 1D1-h3 P20 | 22 | 2600×1728 | 1900 | 6800 | 106 | 70 | 24 | 171 | 16 | 4,5 | 17 | 230 | 247 | 86 | 10,48 | 15,1 | 600 | 660 | 1750 | 850/1250 |
| | | 1C1-h2 Pt20 | 60 | 2000×1360 | 1700 | 4000 | 145 | 44,5 | 30 | 133 | 14 | 2,72 | 12 | 120 | 132 | 49,5 | 6,1 | 8,4 | 570 | 660 | 1500 | 850 |
| | | 1C-h2 G20 | 40 | 2000×1460 | 1800 | 4000 | 171 | 44,5 | 30 | 133 | 14 | 2,92 | 12,2 | 133 | 145,2 | 49,5 | 6,4 | 8,6 | 570 | 660 | 1400 | 850 |
| | | 1D-h2 G20 | 41 | 2400×1460 | 1800 | 4700 | 155 | 50 | 41 | 133 | 14 | 3,5 | 15 | 178,25 | 193,25 | 72,5 | 7 | 10,45 | 650 | 660 | 1400 | 850 |
| | | 1D1-h2 Gt20 | 82 | 2200×1460 | 1800 | 4500 | 171 | 44,5 | 30 | 133 | 14 | 3,2 | 13,4 | 149,6 | 163 | 56,5 | 7,3 | 9,2 | 650 | 660 | 1400 | 850 |
| | | E-h2 Gt20 | 83 | 2000×1360 | 1700 | 4000 | 145 | 44,5 | 30 | 133 | 14 | 2,72 | 12 | 120 | 132 | 49,5 | 6,1 | 8,4 | 600 | 550 | 1100 | — |
| Nebenbahn- und leichte Verschiebelokomotiven | * | C-h2 Gt17 | 80 | 1420×1072 | 1500 | 2500 | 114 | 44,5 | 32 | 118 | 14 | 1,5 | 6,6 | 63 | 69,6 | 24,8 | 3 | 4,3 | 450 | 550 | 1100 | — |
| | * | D-h2 Gt17 | 81 | 1680×1072 | 1500 | 3500 | 114 | 44,5 | 32 | 118 | 14 | 1,8 | 7,7 | 88,2 | 95,9 | 33 | 3,95 | 6,3 | 500 | 550 | 1100 | — |
| | * | E-h2 Gt17 | 87 | 2200×1072 | 1500 | 4500 | 110 | 44,5 | 26 | 133 | 14 | 2,34 | 10 | 107,3 | 117,3 | 47 | 5,1 | 8,2 | 600 | 550 | 1100 | — |
| | * | 1D1-h2 Gt15 | 86 | 2200×1072 | 1500 | 4500 | 110 | 44,5 | 26 | 133 | 14 | 2,34 | 10 | 107,3 | 117,3 | 47 | 5,1 | 8,2 | 570 | 660 | 1400 | 850 |
| | * | 1C-h2 P15 | 24 | 1900×1072 | 1500 | 3800 | 114 | 44,5 | 32 | 118 | 14 | 2,04 | 8,7 | 95,7 | 104,4 | 36,1 | 5,0<br>4,3 | 6,5<br>7 | 500 | 660 | 1500 | 850 |
| | * | 1C1-h2 Pt15 | 64 | 1900×1072 | 1500 | 3800 | 114 | 44,5 | 32 | 118 | 14 | 2,04 | 8,7 | 95,7 | 104,4 | 36,1 | 5,0<br>4,3 | 6,5<br>7 | 500 | 660 | 1500 | 850 |
| Sonder-lokomotiven | * | 1E1-h2 Pt9-750 | 99[73] | 1630×1072 | 1400 | 3500 | 92 | 44,5 | 28 | 118 | 14 | 1,75 | 6,7 | 73,6 | 80,3 | 29,0 | 3,56 | 5,9 | 450 | 400 | 800 | 550 |
| | † | 1E1-h2Pt10-1000 | 99[22] | 1680×1072 | 1500 | 3500 | 114 | 44,5 | 32 | 118 | 14 | 1,8 | 7,7 | 88,2 | 95,9 | 33,0 | 3,95 | 6,3 | 500 | 500 | 1000 | 550 |
| | | 1B-h2 Pt15 | 70 | ×1000 | 1300 | 2700 | 70 | 44,5 | 24 | 118 | 14 | 1,1 | 5,5 | 45,78 | 51,28 | 20,31 | 2,3 | 3,9 | 400 | 550 | 1400 | 850 |

Anmerkungen: [illegible] die angegebenen Werte entsprechen Vorentwürfen.

[1]) Bezogen auf 100 mm Wasserstand über Feuerbüchsdecke.

| Bezeichnung | Treib- und Laufwerk: Gesamt-Achsstand mm | Treib- und Laufwerk: Fester Achsstand mm | Vorräte: Wasser $m^3$ | Vorräte: Kohle t, ($m^3$) | Allgemeines: Leergewicht $G_{Ll}$ t | Allgemeines: Dienstgewicht $G_{Ld}$ t | Allgemeines: Reibungsgewicht $G_{Lr}$ t | Allgemeines: Länge über Puffer mit Tender mm | Allgemeines: Größte Geschwindigk. $V_{gr}$ km/h | Allgemeines: Zugkraft[2] $Z_r$ kg | Vergleichszahlen und Charakteristiken: $\frac{f H_v}{R}$ | $\frac{f H_ü}{f H_v}$ | $K_R$[3] | $K_H$[3] | Gesamter mittl. Gasqu. / Rostfläche | Dampfdurchgang durch 1 $m^2$ Verd.-Oberfl.[4] | $\frac{\text{Zyl.-Inh.}}{H_v}\cdot\frac{J}{H_v}$[5] | Dienstgew. / lfd m t/m[6] | Heizfläche / Dienstgew. $\frac{f H_v}{G_{Ld}}$ $m^2/t$ | Reibungsziffer $\mu=\frac{G_{Lr}}{Z_r}$ 1: | Zugkraft / Heizfl. $\frac{Z_r}{f H_v}$ kg/$m^2$ | Treibwerk Charakteristik C1[7] $cm^2\cdot m/m$ | Reibungs-Charakteristik[8] C2 $\frac{cm^2\cdot m}{m}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2C1-h2 | 12400 | 4600 | 4T32 | (4T30) | 98,7 | 108,9 | 60,0 | 23935 (23240) | 120 | 11100 | 55 | 0,348 | 407,5 | 418,5 | 0,17 | 0,273 | 1,775 | 7,66 (7,65) | 2,25 | 185 | 45 | 1390 | 23,2 |
| 2C1-h4 | 12400 | 4600 | 4T32 | (4T30) | 103,0 | 114,0 | 60,0 | 23935 (23240) | 120 | 11000 | 55 | 0,348 | 407,5 | 418,5 | 0,17 | 0,273 | 2,175 | 7,84 (7,85) | 2,16 | 182,5 | 44,6 | 1710 | 28,5 |
| 2C1-h2 | 12000 | 4500 | 4T30 | (4T32) | 88,9 | 98,2 | 52,05 | 23205 (23905) | 120 | 9500 | 50 | 0,346 | 407,5 | 418,5 | 0,15 | 0,252 | 1,84 | 7,161 (7,184) | 2,06 | 183 | 47 | 1188 | 22,8 |
| 1E-h2 | 9650 | 3400 | 4T32 | | 100,9 | 111,30 | 96,6 | 22615 | 70 | 17100 | 50,5 | 0,422 | 450 | 474 | 0,148 | 0,293 | 2,27 | 8,18 | 2,13 | 177 | 72,2 | 2440 | 25,2 |
| 1E-h3 | 9650 | 3400 | 4T32 | | 103,7 | 114,1 | 99,4 | 22615 | 70 | 17800 | 50,5 | 0,422 | 450 | 474 | 0,148 | 0,293 | 2,36 | 8,3 | 2,07 | 179 | 75,2 | 2540 | 25,6 |
| 2C2-h2 | 13300 | 5000 | 14 | 4,3 (5,6) | 96,50 | 122,60 | 60,00 | — | 100 | 9500 | 55,3 | 0,375 | 416,5 | 417,5 | 0,172 | 0,308 | 1,93 | 7,15 | 1,57 | 158 | 49,2 | 1355 | 22,6 |
| 2C-h2 | 9150 | 5000 | 4T32 | (3T20) | 84,6 | 92,5 | 60,00 | 21285 (19765) | 100 | 9500 | 55,3 | 0,375 | 416,5 | 417,5 | 0,172 | 0,308 | 1,93 | 7,81 (7,32) | 2,09 | 158 | 49,2 | 1355 | 22,6 |
| 1E1-h2 | 12500 | 3400 | 12,5 | 5 (6,2) | 106,5 | 132 | 100 | — | 70 | 17100 | 55,3 | 0,375 | 416,5 | 417,5 | 0,172 | 0,308 | 2,78 | 8,20 | 1,46 | 171 | 88,7 | 2440 | 24,4 |
| 1D1-h3 | 12675 | 4100 | 4T32 | (4T30) | 102 | 113 | 80 | 24210 (23515) | 100 | 16300 | 55 | 0,348 | 407,5 | 418,5 | 0,17 | 0,273 | 2,27 | 7,7 (7,73) | 2,18 | 204 | 66 | 2030 | 25,4 |
| 1C1-h2 | 10400 | 4050 | 10 | 3,5 | 71 | 92 | 60 | — | 90 | 10000 | 48,5 | 0,375 | 385 | 404 | 0,157 | 0,262 | 2,55 | 6,71 | 1,435 | 166,5 | 75,8 | 1430 | 23,84 |
| 1C-h2 | 7350 | 2250 | 3T20 | (4T32) | 64,4 | 72,5 | 60 | 18125 (19645) | 70 | 10700 | 50 | 0,341 | 385 | 404 | 0,157 | 0,2815 | 2,32 | 6,87 (7,45) | 2 | 178,5 | 73,8 | 1528 | 25,48 |
| 1D-h2 | 7950 | 3400 | 3T20 | (4T32) | 83,5 | 92,5 | 80 | 19075 (20595) | 70 | 13900 | 53,5 | 0,375 | 416,5 | 417,5 | 0,171 | 0,308 | 2,27 | 7,57 (8,07) | 2,09 | 174 | 72 | 1990 | 24,88 |
| 1D1-h2 | 10800 | 1700 | 12 | 4,5 | 82,5 | 107 | 80 | — | 70 | 13900 | 51 | 0,346 | 441 | 455 | 0,143 | 0,295 | 2,69 | 7,40 | 1,52 | 174 | 85,2 | 1990 | 24,88 |
| E-h2 | 5600 | 2800 | 10 | 4 | 73,1 | 93,5 | 93,5 | — | 45 | 12600 | 48,5 | 0,375 | 385 | 404 | 0,157 | 0,262 | 2,36 | 7,45 | 1,42 | 135 | 95,5 | 1800 | 19,27 |
| C-h2 | 3200 | 3200 | 5 | 2 (2,5) | 42,1 | 52,50 | 52,50 | — | 45 | 7100 | 46,3 | 0,356 | 226 | 253 | 0,248 | 0,27 | 2,52 | 5,43 | 1,325 | 135 | 102 | 1010 | 19,25 |
| D-h2 | 4200 | 4200 | 8 | 3 (3,0) | 52,00 | 66,80 | 66,80 | — | 45 | 8750 | 53,8 | 0,345 | 312 | 354 | 0,208 | 0,254 | 2,24 | 6,02 | 1,435 | 131 | 91,3 | 1250 | 18,7 |
| E-h2 | 6200 | 3400 | 8 | 3,2 (4) | 68,00 | 84,80 | 84,80 | — | 45 | 12600 | 50,2 | 0,40 | 425 | 455 | 0,151 | 0,238 | 2,65 | 6,38 | 1,38 | 148,5 | 107,5 | 1800 | 21,2 |
| 1D1-h2 | 10300 | 5100 | 9 | 4 (5) | 68,2 | 87,2 | 60,00 | — | 70 | 10700 | 50,2 | 0,40 | 425 | 455 | 0,151 | 0,238 | 2,87 | 6,31 | 1,345 | 178,5 | 91,3 | 1528 | 25,5 |
| 1C-h2 | 6300 | 3600 | 3T16 | | 52,0 | 56,9 | 45,0 | 16995 | 90 | 7720 | 51,3 | 0,345 | 338 | 385 | 0,183 | 0,249 | 2,48 | 6,0 | 1,83 | 171,5 | 74 | 1100 | 24,5 |
| 1C1-h2 | 9000 | 3600 | 9 | 3 (3,7) | 58 | 74,9 | 45,5 | — | 90 | 7720 | 51,3 | 0,345 | 338 | 385 | 0,183 | 0,249 | 2,48 | 6,03 | 1,39 | 169,5 | 74 | 1100 | 24,2 |
| 1E1-h2 | 7600 | 3000 | 6 | 2,5 (3,1) | 42,50 | 55,00 | 45,0 | — | 30 | 7100 | 45,8 | 0,36 | 312 | 355 | 0,181 | 0,227 | 1,58 | 5,21 | 1,46 | 157,5 | 88,5 | 1010 | 22,5 |
| 1E1-h2 | 8700 | 4800 | 8 | 3 | 50,43 | 65,96 | 50,0 | — | 40 | 8750 | 53,7 | 0,345 | 312 | 354 | 0,208 | 0,254 | 2,05 | 5,64 | 1,45 | 175 | 91,2 | 1250 | 25 |
| 1B-h2 | 5450 | 5450 | 6 | 2 (2,5) | 34,8 | 45,3 | 30,0 | — | 70 | 4403 | 46,61 | 0,396 | — | — | — | 0,219 | 2,69 | 4,67 | 1,13 | 146,7 | 85,8 | 629 | 20,9 |

[2]) Gerechnet mit 0,5 × Kesseldruck, 0,4 × Kesseldruck bei Verbund. [3]) Die Kesselkennzahlen ($K_R$ für Rauchrohre, $K_H$ für Heizrohre) geben das Verhältnis von $\frac{\text{Rohrreibungsfläche}}{\text{mittl. Gasquerschnitt}}$ [4]) Bei 60 kg/$m^2$ stündlicher Verdampfungsleistung. [5]) J = Inhalt aller Auspuffzylinder. [6]) Bezogen auf Lok u. Tender. [7]) $C1=\frac{200\cdot J}{D\cdot\pi}$ (ergibt mit dem jeweiligen $p_i$ multipliziert die indizierte Zugkraft und wird bei Zwillingslok. $=\frac{d^2\cdot s}{D}$) [8]) $C_2=\frac{C1}{G_{Lr}}$

Bei grundsätzlicher Anwendung einfacher Dampfdehng.*) wurden die Zylinderdurchmesser durch Wahl bewährter Verhältnisse von Zylinderinhalt: Verdampfungsheizfläche und zweckdienlicher Reibungsausnutzung so bestimmt, daß möglichst wenig verschiedene Größen sich ergaben. Hierbei gestattete der Verzicht auf eine allzuängstliche Abstimmung nach der als günstigst angesehenen Füllung (25 bis 30%)**) eine gewisse der Vereinheitlichung günstige Bewegungsfreiheit.

3. Rahmen und Laufwerk. Die Lokomotiven besitzen sämtlich Barrenrahmen, welche bei niedriger Bauhöhe gute Übersicht und leichte Zugänglichkeit gewährleisten und weitgehendste Vereinheitlichung der angebauten Teile gestatten, außerdem größere Seitensteifigkeit bei weniger Versteifungen aufweisen. Sie erfordern bei großer Lebensdauer fast keine Unterhaltung und gestatten bei allseitiger Bearbeitung und Genauvermessung weitestgehenden austauschgerechten Anbau aller Teile, da sie ihre Urmaße nicht verändern. Mit der Durchführung einer einheitlichen Rahmenstärke von 100 mm bei einheitlichem Lichtmaß zwischen den Wangen von 1000 mm für die 20-t-Streckenlokomotiven und entsprechend 70 und 930 mm für die Nebenbahn- und Verschiebelokomotiven war eine bedeutende Vereinheitlichungsbasis für alle Anschlußteile geschaffen. Die Achsanordnung ergab sich bei Verwirklichung der genannten Raddurchmesser in Wechselbeziehung mit der Kesseldimensionierung aus dem Gesamtentwurf unter Beachtung folgender Gesichtspunkte: Die Zylindermitte und Schornsteinmitte wurden zusammengelegt, was den Maschinen — ohne dem Projekt Zwang antun zu müssen — ein gefälliges Aussehen gibt, einfache Dampfführung und die zweckmäßige Zusammenfassung von Deichsel- (bzw. Drehgestell-)zapfenträger, Zylinderversteifung und Rauchkammerträger in ein verhältnismäßig einfaches Stahlgußstück gestattet (ausgenommen die Lokomotiven mit Innenzylindern).

Die grundsätzliche Forderung, alle Streckenlokomotiven mit mindestens einer vorderen Laufachse (die Tenderlokomotiven in beiden Fahrtrichtungen) zu versehen, führte zur Anwendung des Krauß-Helmholtz-Gestelles bei der 20 t-Reihe, soweit nicht das bessere Laufeigenschaften verbürgende Drehgestell aus Gründen der Gewichtsunterbringung ohnehin gegeben war. Bei den Nebenbahnlokomotiven genügte für die geforderten Geschwindigkeiten noch das aus Gewichtsgründen bevorzugte Bisselgestell. Die erste Kuppelachse wurde möglichst nahe an das Drehgestell herangeführt (wenn nicht [wie bei 2 C und 2 C 2] andere bauliche Bindungen [Kessel] davon abhielten) bzw. bei dem für alle Personen- und Güterzuglokomotiven gleichen Kraußgestell wurde die 1750er Kuppelachse möglichst nahe an den Zylinder herangeführt, um einerseits der Beschränkung des Gesamtachsstandes (siehe später) gerecht zu werden und andererseits kleine Führungsdrücke zu erhalten, bzw. diese beim Kraußgestell auf Laufachse und erste Kuppelachse im Verhältnis der Achsdrücke verteilen zu können. Bei unterachster Feuerkiste ergab sich die weitere Anordnung der Kuppelachsen unter Beachtung des Drehscheibendurchmessers bei Einhaltung des Mindestmaßes 300 zwischen den Radreifen (bedingt durch die Bremsklotzanordnung und den durch den Lastenzug geschriebenen Mindestachsabstand von 1700 für die Güterzuglokomotiven), wobei für die Vereinheitlichung Kuppelstangen möglichst gleiche Achsstände angestrebt wur Bei den Verschiebelokomotiven ist die Achsanordnung Kompromiß zwischen kleinen überhängenden Massen, Kur lauf (Anschnittwinkel und Bogenläufigkeit) und Stan vereinheitlichung. Die Nebenbahnlokomotiven konnten zw los die Achsanordnung erhalten, die der Gesamtentw empfahl. Unter Einhaltung angemessener Stangenlä ($\frac{r}{l} = \frac{1}{5{,}9}$ bis $\frac{1}{11{,}14}$ bei 1930 mm kleinster und 3675 mm grö Stangenlänge) wurde die mittlere Achse als Treibachse be zugt, um gleiche Kuppelradsätze vorn und hinten zu erhal Die Ableitung der Steuerung erfolgt stets von der Treiba so, daß bei zweckmäßiger Schwingenstangenlänge mit zielung eines gleichen Maßes von Zylindermitte bis Schwin lagermitte gegebenenfalls eine geeignete Grundlage für Vereinheitlichung der Steuerungsteile geschaffen wurde.

Federung und Ausgleich wurden grundsätzlich u dem Rahmen angeordnet, um bei einfacher Aufhängung Raum über dem Rahmen für die Behälterunterbrin nutzbar zu machen bzw. einer einfachen Durchbildung Kesselauflagen und Laufblech- und Gleitbahnträger zug kommen zu lassen. Bei den Verschiebelokomotiven allerd mußten aus Platzmangel die Ausgleichhebel in die Rahm fenster gelegt werden, eine Anordnung, die bei den and Lokomotiven wegen der Unterbrechung der vertikalen Rahm strebe über dem Ausgleichhebellager vermieden wurde. Abstützung der Lokomotiven erfolgt grundsätzlich auf Punkten, unter Verzicht auf einen zu großes Wanken gebenden Querausgleich, welcher nur bei den langsam fahre Verschiebelokomotiven im Interesse einer möglichst gl mäßigen Verteilung der Vorratsschwankungen vorges wurde. Um die Belastungsschwankungen der führe Achsen klein zu halten, wurden möglichst viele Achsen vorderen Stützebene zusammengefaßt (ausgenommen Lokomotiven mit Drehgestell, wo aus baulichen Grün dieses allein die vordere Stützebene abgeben mußte), w jedoch mindestens zwei Achsen für die hintere Stütze verbleiben mußten. Bei Tenderlokomotiven hingegen wu zur Aufnahme der starken Belastungsschwankungen Vorräte mehr Achsen zur hinteren Stützebene herangezo

Für die aus dem Gesamtentwurf sich ergebenden A anordnungen wurden nach dem Vogelschen Verfahren*) für den Kurvenlauf notwendigen Ausschläge für Drehge Lenkgestell und Einstellachse, sowie die Seitenverschiebu bzw. Spurkranzschwächungen für die Kuppelachsen ermit Im Interesse eines ruhigen Ganges (kleiner Anlaufwinkel kleine Führungsdrücke) wurden große feste Achsständ gestrebt. Die 180 m-Kurve (als kleinste Hauptbahnkurve kleinste Nebenbahnkurve, soweit Vollbahnlokomotiven wendung finden) wird mit der neuen Spurerweiterung (9 nach innen $+2 \times 5$ mm Spurkranzspiel $= 19$ mm Spielra kanal ohne Berücksichtigung der Abnutzungen) ohne Zw durchfahren und ebenso die neue Reichsweiche ($R = 1{:}7{,}5$ mit Übergang 1:6,5). Bei der alten preußischen We 1:7 mit $R = 140$ ergibt sich infolge des scharfen Knicke allen Lokomotiven eine mehr oder weniger große Verdrück welche jedoch entsprechend den mit älteren Bauarten machten Erfahrungen und mit Rücksicht auf den Er dieser Weichen durch die neue Reichsweiche in Kauf genommen werden konnten. Die Breitenmaße werden de eingeschränkt, daß die Lichtraumumgrenzung für vorhan

*) Auf den verhältnismäßig kleinen thermischen Gewinn bei Verbundwirkung wurde zugunsten der einfacheren und damit in der Anschaffung und Unterhaltung billigeren Bauart verzichtet. Die Schnellzuglokomotive wurde in derselben Größe sowohl als Zwilling- wie als Vierzylinderverbundlokomotive ausgeführt. Hierdurch können einwandfreie Vergleichswerte ermittelt werden, um dann diese Gattung — für die allein die Anwendung der Verbundwirkung Vorteile in Aussicht stellen konnte — in der wirtschaftlichsten Bauform zu beschaffen. Siehe Fuchs-Wagner: „Die 2 C 1-Einheits-Schnellzuglokomotive der Deutschen Reichsbahn". Z. V. D. I. 1926, S. 1725.

**) Siehe Nordmann: „Neue Ergebnisse aus den Versuchen des Eisenbahn-Zentralamtes mit Dampflokomotiven". Glasers Annalen vom 15. 11. 1926, S. 193.

*) Vogel: „Zeichnerische Untersuchung der Bogenbeg lichkeit von Eisenbahnfahrzeugen". Organ 1926, S. 354.

nanlagen*) (bzw. die Mittellinie zwischen zwei Gleisen 3500 mm Gleismittenabstand) nicht überschritten wird der im ungünstigsten Falle möglichen Stellung der Lokoive in der 180 m-Kurve mit der alten Spurerweiterung nm nach innen) und bei den größtzulässigen Abnutzungen 5 mm für Spurkränze, 2 × 3 mm für Lager und 3 mm für Schienen [Größtmaß 1465 für Spurweite], d. h. bei 69 mm lraumkanal).

4. Weitere Gesichtspunkte. Hinsichtlich aller den amtentwurf noch beeinflussenden weiteren Gesichtskte sei — unter Hinweis auf die folgende Darstellung Konstruktionsgrundsätze — nur noch kurz vermerkt: Steuerung sieht als Regelschieberdurchmesser das Maß 300 mm vor, bei Belassung des alten preußischen Normalberdurchmessers von 220 mm nur für die kleinen Zylinder einschließlich 500 mm ∅, da die großen Zwillingszylinder 720 mm ∅ den zu starken Diagrammflächenverlust durch sselung mit dem alten Normalschieber nicht mehr zuließen st wenn entsprechend der Strahlschen Auffassung ein mischer Verlust hierdurch nicht entstehen sollte). Die einheitlichung der horizontalen und vertikalen Abstandse der Schiebermitte von der Zylindermitte wurde von herein als Vereinheitlichungsgrundlage für die Steuerungsbeachtet. Die Anordnung der Bremsklötze erfolgte zur ngung eines einfachen Bremsgestänges vor den Achsen auf Achsmitte, um bei der hohen Abbremsung zu starke astungen zu vermeiden. Die Führerhausanordnung htet einerseits den einheitlichen Anschluß zum Tender andererseits die Bewegungsfreiheit des Personals durch nutzung des Profilbreitenmaßes und Verwirklichung eines lichen Lichtraummaßes von Kesselhinterkante bis Kohlenenaufbau. (Das Kleinstmaß hierfür von 1180 bei den derlokomotiven wird nur bei der C-Verschiebelokomotive is unterschritten.)

Die Vorratbehälter bei den Tendermaschinen wurden dlichst einfach ausgeführt. Die Wasserkästen wurden vor Führerhaus seitlich am Kessel angeordnet, wodurch bei serentnahme geringe Belastungsverschiebungen eintreten. Einhaltung des alten Höhenmaßes für den Wassereinlauf 2750 über SO (wenn irgendmöglich) vermied eine zweite öffnung und zu starke Einschränkung der Streckenüber-. Noch fehlender Wasserraum wurde nötigenfalls unter Kohlenkastenaufbau hinter dem Führerstand unterracht. (Die 2 C 2-h 2 Pt 20 gestattete die Unterbringung licher Vorräte hinter dem Führerhausstand über dem gestell bei angemessener Auslastung, wodurch die größte einheitlichungsmöglichkeit mit der 2 C-h 2 P 20 gegeben )

## III. Konstruktionsdurchführung.

Die Gestaltungsgrundsätze, welche einheitlich für alle arten befolgt wurden**) sind nachstehend durch näheres ehen auf die Konstruktionseinzelheiten hervorgehoben. sichtlich des erzielten Vereinheitlichungsergebnisses sei b auf Zusammenstellung 4 verwiesen, welche aller- s nur die wesentlichen Hauptteile erfassen konnte. Die An-n***) zu den erst im Vorentwurf befindlichen Bauarten natürlich nicht endgültig, wurden jedoch mit aufmmen, um ein Bild über die Gesamtplanung zu geben insbesondere auch um zu zeigen, daß mit zunehmender der gebauten Typen die Vereinheitlichung stets wirker wird.

*) Bau- und Betriebsordnung, Anlage A.

**) Mit der bereits erwähnten Einschränkung für die Sondermotiven.

**) Teile, deren Übernahme noch nicht klar erschien und ne, die in diesem Zusammenhang nicht sonderlich interessieren, den hierbei nicht berücksichtigt.

1. Kessel und Ausrüstung. Der aus einem Stück bestehende Stehkesselmantel*) (Kesselblechgüte**) wurde im oberen Teil als rückwärtige Fortsetzung des Langkessels zylindrisch ausgeführt unter Verzicht auf die Vorteile der Belpaireform (großer Dampfraum, gute Deckenverankerung und Waschlukenunterbringung) wegen des durch sie bedingten teueren Zwischenstückes zum Langkessel, das leicht zu Anrissen neigt. Die von unten einbringbare Feuerbüchse (A-Cu) besitzt eine nach rückwärts geneigte Decke, um auch bei niederstem Wasserstand (100 mm) im Gefälle stets Wasserbedeckung zu sichern. Die Seitenwände sind so ausgebildet, daß ein nach oben sich erweiternder Wassersteg entsteht, der ein ungehindertes Aufsteigen der Dampfblasen gestattet und den obersten Stehbolzenreihen bei größerer Länge mehr Nachgiebigkeit gegen das Wachsen der Feuerbüchse erteilt. Der nach unten abschließende, mit zwei Reihen gedrehter Niete (LON 515) befestigte — mit 70 mm Breite ausreichenden Wasserumlauf gewährleistende — Bodenring (St 34.11, Bodenringdecke LON 2032) ist gleichzeitig Kesselauflage, Aschkasten- und Rostträger. Die reichliche Verankerung der Feuerbüchse und des Stehkessels erfolgt durch ein Feld von 21er Hohlstehbolzen (LON 2061 A-Cu), deren Teilung 90 mm im allgemeinen nicht übersteigt, und ein Feld von 22er Deckenstehbolzen (LON 2160 St 34.13), welche am vorderen Ende der Feuerbüchse durch einstellbare Bügelanker (LON 2151) ersetzt sind. Das Stehkesseloberteil ist durch wagerechte Versteifungsbleche und Queranker (LON 2163) sowie nötigenfalls durch lotrechte Sichelbleche in sich versteift, während die Feuerbüchsrohrwand (Stärke 26 mm) gegen den Langkessel — außer durch die Rohre — durch eine Reihe von Bodenankern (LON 2175) abgesteift ist.

Der Langkessel (Kesselblechgüte) — höchstens aus zwei Schüssen bestehend, um neben einer billigeren Herstellung Freizügigkeit im Aufsetzen der Dome aus Lastverteilungsgründen zu ergeben — besitzt zweireihige Doppellaschennietung mit um zwei bzw. eine Nietreihe verbreiterter Außenlasche, um bei hohem Sicherheitsgrad kleine Wandstärken zu erhalten. Die Rundnähte sind zweireihig, bei den langen Kesseln (6,8 m zwischen den Rohrwänden) dreireihig. Bei der Rohrteilung wurde — bei Verwendung kegelig eingezogener Rohre (LON 2052 und 2056) — auf reichliche Stege an der Feuerbüchsrohrwand zum Nacharbeiten und Einziehen von Gewindebuchsen Rücksicht genommen.

Für die Rostbeschickung ist auch bei den größten Kesseln eine Feuertür, Bauart Marcotty (ohne Rauchverzehrungseinrichtung, LON 2265 und 2240), vorgesehen. Der schwach nach vorn geneigte Rost mit etwa 43% freier Rostfläche (Roststäbe LON 2001 und LON 2003) besitzt ein durch Spindelantrieb vom Heizerstand aus nach unten kippbares Feld, das möglichst so weit nach vorn gelegt ist, daß bei guter Entleerungsmöglichkeit ausreichender Raum für das Reservefeuer vorhanden ist. Ein Feuerschirm aus Chamottesteinen sorgt für gute Verbrennung und Gasführung. Der so geräumig als möglich ausgebildete Aschkasten (6 mm Blech St 0021) besitzt vorn und hinten reichliche, durch Funkensiebe gedeckte und vom Führerstand aus bedienbare Luftklappen. Die ebenfalls sehr reichlichen, meist die ganze Bodenfläche ausmachenden Bodenentleerungsklappen sind vom Heizerstand aus bedienbar und von ebener Erde aus zu verriegeln. Ein U-förmiges, gegen Aschefall geschützt liegendes Spritzrohr gestattet die Schlacke zu nässen. Die mit Boden-

*) Die Festigkeitsberechnung der Kessel erfolgt nach den „Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel, Ausgabe 1929", etwaige höhere als dort vorgeschriebene Beanspruchungen werden von Fall zu Fall reichsbahnseitig genehmigt.

**) Die Werkstoffangaben sind bei der folgenden Konstruktionsbeschreibung zwanglos eingefügt (siehe auch Zusammenstellung 19) ebenso die angewandten Normen. Lon = Lokomotivnormen.

## Zusammenstellung 4.

Übersicht der übereinstimmenden Hauptteile für die Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn. (Ausgewählte Beispiele.)

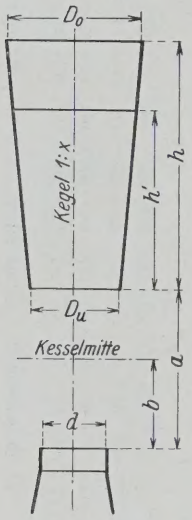
| LON Gruppe | LON Zeichnungs-Nr. | Teil | Bauart 2C1-h2 S20 | 2C1-h4v S20 | 1E-h2 G20 | 1E-h3 G20 | 2C2-h2 Pt20 | C-h2 Gt17,5 | D-h2 Gt17,5 | E-h2 Gt17 | 1D1-h2 Gt15 | 1C-h2 P15 | 1C1-h2 Pt15 | 1E1-h2 Pt9-750 | 2C1-h2 S17 | 2C-h2 P20 | 1E1-h2 Gt20 | 1D1-h3 P20 | 1C1-h2 Pt20 | 1C-h2 G20 | 1D-h2 G20 | 1D1-h2 Gt20 | E-h2 Gt20 | 1E1-h2 Pt10-1000 | Anmerkung |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | **01** | **02** | **43** | **44** | **62** | **80** | **81** | **87** | **86** | **24** | **64** | **99⁷³** | (03) | (20) | (84) | 22 | 60 | 40 | 41 | 82 | 83 | (99²²) | ** |
| 11 | | **Federung und Ausgleich.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11.04 | | *Tragfedern, komplett . . . . . | 01 | 01 | 43 | 43 | 01 | 80 | 80 | 80 | 86 | 86 | 86 | 99⁷³ | 03 | 01 | 43 | 01 | 43 | 43 | 43 | 43 | 83 | 99²² | * Sämtl. aus Federstahl 120×16. |
| 11.12 | | Federspannschrauben am Rahmen | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | | | | | | | | |
| | | Federspannschrauben am Ausgleichhebel | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 87 | 86 | 86 | 86 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | | | | | | | | |
| 11.16 | | Ausgleichhebel — Träger . . . . . | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 81 | 87 | 86 | 86 | 86 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | | | | | | | | |
| 12 | | **Radsätze und Achslager.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12.02—03 | | Treibradsätze . . . . . | 01 | 02 | 43 | 44 | 62 | 80 | *80 | 87 | 86 | 24 | 24 | 99⁷³ | 03 | 62 | 43 | 22 | 60 | 40 | 41 | 41 | 83 | 99²² | * Schwächere Spurkränze. |
| 12.04—05 | | Kuppelradsätze . . . . . | 01 | 02 | 43 | 44 | 62 | 80 | 80 | 87 | 86 | 24 | 24 | 99⁷³ | 03 | 62 | 43 | | | | | | | 99²² | |
| 12.06—07 | | Laufradsätze . . . . . vorn | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | — | — | — | 86 | 86 | 86 | 99⁷³ | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | — | 99²² | |
| | | Laufradsätze . . . . . hinten | 01h | 01h | — | — | | — | — | — | | — | | | 01h | | 01h | 01h | | — | — | | | | |
| | | Radreifen . Treib- u. Kuppelradsatz | 01 | 01 | 43 | 43 | 62 | 80 | *80 | *80 | 43 | 24 | 24 | 99⁷³ | 01 | 62 | 43 | 62 | 60 | 43 | 43 | 43 | 80 | 99²² | * Ausgenommen für Treibradsatz. |
| | | Radreifen . Laufradsatz vorn | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | — | — | — | 01v | 01v | 01v | 99⁷³ | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | 01v | — | 99⁷³ | |
| | | Radreifen . Laufradsatz hinten | 01h | 01h | — | — | | — | — | — | | — | | | 01h | — | | 01h | | — | — | | | | |
| 12.16 | | Treibachslager, komplett . . . . . | 01 | 02 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99⁷³ | |
| 12.17—18 | | Kuppelachslager, komplett nach 12·17 | 01 | 01 | *01 | *01 | 01 | 80 | 80 | †80 | 80 | 80 | 80 | *99⁷³ | 03 | 01 | *01 | *01 | *01 | *01 | *01 | *01 | *01 | 99⁷³ | * Ausgenommen Lagerschale und Unterkasten. |
| | | Kuppelachslager, komplett nach 12·18 | | | 01 | 01 | | | | | | | | 99⁷³ | | | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99⁷³ | † Ausgenommen Unterkasten. |
| 12.32—33 | | Achslagerführung u. Stellkeil . . . . | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99⁷³ | |
| 12.38—40 | | Achsgabelstege . . . . . | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 86 | 86 | 99⁷³ | 03 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99⁷³ | *F. Treibachse b. gleich. Schmiedestücken andere Fertigausführg. |
| 13 | | **Drehgestell, Lenkgestell und Einstellachse.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13.01 | | Drehgestell, komplett . . . . . | 01 | 01 | — | 01 | — | — | — | — | — | — | — | — | 01 | 01 | — | — | — | — | — | — | — | — | |
| 13.30 | | Lenkgestell, komplett . . . . vorn | — | — | 43 | 43 | — | — | — | — | 86 | 86 | 86 | 99⁷³ | — | — | 43 | 43 | 43 | 43 | 43 | 43 | — | 99²² | |
| | | Lenkgestell, komplett . . . . hinten | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13.65 | | Einstellachse, komplett . . . . . | 01 | *02 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 01 | — | — | 01 | — | — | — | — | — | — | * Nur Achslagergehäuse verschied. wie 01. |
| 19 | | **Zylinder.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19.01—04 | | Zylinder außen bzw. . . . . außen | 01 | 02a | 43 | 44 | 44 | 80 | 81 | 87 | 86 | 24 | 24 | 99⁷³ | 44 | 44 | 43 | 44 | 86 | 86 | 01 | 01 | 87 | 99²² | |
| | | Zylinder außen bzw. . . . . innen (i) | | 02i | | 44i | | | | | | | | | | | | 22i | | | | | | | |
| 19.05—07 | | Schieberbuchsen auß. u. inn. bzw. außen | 01 | 02 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 24 | 24 | 99⁷³ | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99²² | |
| | | Schieberbuchsen auß. u. inn. bzw. innen (i) | | 02i | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19.10—11 | | Ausströmkasten . . . . . | 01 | 02 | *01 | *01 | 01 | 80 | 80 | 01 | *01 | 80 | 80 | 99⁷³ | 01 | 01 | *01 | 01 | *01 | *01 | 01 | 01 | 01 | 80 | * Bei gleichem Rohguß andere Fertigausführung. |
| 19.13—15 | | Zylinderdeckel vorn außen und innen bzw. . . . . außen | 01 | 02 | 43 | 44 | 44 | 80 | 81 | 44 | 86 | 81 | 81 | 80 | 44 | 44 | 43 | 44 | 86 | 86 | 01 | 01 | 44 | 81 | |
| | | Zylinderdeckel vorn außen und innen bzw. . . . . innen (i) | | 02i | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19.16—18 | | Zylinderdeckel hinten außen und innen bzw. . . . . außen | 01 | 02 | 43 | 44 | 44 | 80 | 81 | 44 | 86 | 81 | 81 | 80 | 44 | 44 | 43 | 44 | 86 | 86 | 01 | 01 | 44 | 81 | |
| | | Zylinderdeckel hinten außen und innen bzw. . . . . innen (i) | | 02i | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

** Fetter Druck bei der Reihenziffer: Gebaute Lokomotiven. In Klammern: Konstruktiv soweit durchgebildet, daß an den Angaben Änderungen nicht mehr zu

| Gruppe / Zeichnungs-Nr. | Teil | LON 2C1-h2 S20 | 2C1-h4v S20 | 1E-h2 G20 | 1E-h3 G20 | 2C2-h2 Pt20 | C-h2 Gt17,5 | D-h2 Gt17,5 | E-h2 Gt17 | 1D1-h2 Gt15 | 1C-h2 P15 | 1C1-h2 Pt15 | 1E1-h2 Pt9-750 | 2C1-h2 S17 | 2C-h2 P20 | 1E1-h2 Gt20 | 1D1-h3 P20 | 1C1-h2 Pt20 | 1C-h2 G20 | 1D-h2 G20 | 1D1-h2 Gt20 | E-h2 Gt20 | 1E1-h2 Pt10-1000 | Anmerkung |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | **01** | **02** | **43** | **44** | **62** | **80** | **81** | **87** | **86** | **24** | **64** | **99[73]** | (03) | (20) | (84) | 22 | 60 | 40 | 41 | 82 | 83 | (99[22]) | ** |
| 19 | **Zylinder.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19.20—22 | Schieberkastendeckel, vorn außen bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 01 | 01 / 44i | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 01 | 01 / 44i | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 19.23—25 | Schieberkastendeckel, hinten außen bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 01 | 01 / 44i | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 99[73] | 01 | 01 | 01 | 01 / 44i | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 19.28 | Kolbenstangenstopfbuchse | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 19.42 | Druckausgleicher außen bzw. außen / innen (i) | 01 | 01 / 02i | 01 | 01 | 01 | 02i | 02i | 01 | 01 | 02i | 02i | 99[73] | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99[22] | |
| 20 | **Triebwerk.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20.01—03 | Kolben außen und innen bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 43 | 44 | 44 | 80 | 81 | 44 | 86 | 81 | 81 | 80 | 44 | 44 | 43 | 44 | 86 | 86 | 01 | 01 | 44 | 81 | |
| 20.01—03 | Kolbenstange auß. u. inn. bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 43 | 44 / 01i | 01 | 80 | 80 | 87 | 01 | 80 | 80 | 99[73] | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 87 | 99[22] | |
| 20.04 | *Kolbenstangenführung | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | * Ausgenommen Länge des Schutzrohres. |
| 20.05—07 | Kreuzkopf außen bzw.. außen / innen (i) | 01 | 02 | 43 | 01 / 44i | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 43 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 20.17—18 | Gleitbahn außen bzw. außen / innen (i) | 01 | 01 / 02i | 43 | 44 / 44i | 01 | 80 | 81 | 87 | 86 | 24 | 24 | 99[73] | 01 | 01 | 43 | 01 | | | | | | | |
| 21 | **Steuerung.** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 21.07—09 | Kolbenschieber auß. u. innen bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 21.12 | Schieberstange auß. u. innen bzw. außen / innen (i) | 01 | 02 / 02i | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 01 | 01 | 80 | 80 | 99[73] | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 99[22] | |
| 21.24 | Voreilhebel | 01 | 02 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 87 | 86 | 86 | 86 | 99[73] | 01 | 01 | 01 | | | | | | | 99[22] | |
| 21.26 | Schwinge | 01 | 02 | 43 | 43 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 99[73] | 01 | 01 | 01 | | | | | | | 99[73] | |
| 21.29 | Schwingenlager | 01 | 02 | 43 | †44 | 62 | 80 | 80 | *80 | 80 | *80 | *80 | 99[73] | 01 | 62 | 84 | | | | | | | 99[73] | * Nur durch Bohrungen f. d. Befestigungsschr. versch. |
| 21.38 | Steuerwellenlager | | | | | | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 99[73] | | | | | | | | | | 99[73] | † Gilt nur für Lager außen. |
| 21.35 | Steuerwelle | 01 | 02 | 43 | 43 | 62 | 80 | 81 | 87 | 86 | 24 | 24 | 99[73] | 03 | 62 | 62 | | | | | | | 99[22] | |
| 21.35 | Steuerwellenhebel | *01 | *02 | *43 | *43 | *62 | †80 | †81 | †87 | †86 | †86 | †86 | 99[73] | 03 | *62 | 62 | | | | | | | 99[22] | * Jedoch gleiche Hebel für Rückzugfeder. † Jedoch gleiche Hebel für Rückzugfeder und Aufwerfheb. |
| 21.42 | Steuerbock | 01 | 01 | *01 | *01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | * Nur durch Bohrungen für die Befestigungsschr. versch. |
| 21.44 | Steuerschraube und Teile | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 01 | 80 | |
| 21.50 | Steuerstange, komplett | 01 | 01 | 43 | 43 | 62 | 80 | 81 | 87 | 86 | 24 | 64 | 99[73] | 03 | 62 | 84 | | | | | | | 99[22] | |
| 21.50 | Steuerstangenköpfe | 01 | 01 | 43 | 43 | 62 | 80 | 81 | 81 | 81 | 81 | 81 | 99[73] | 03 | 62 | 62 | | | | | | | | |

** Fetter Druck bei der Reihenziffer: Gebaute Lokomotiven. In Klammern: Konstruktiv soweit durchgebildet, daß an den Angaben Änderungen nicht mehr zu erwarten sind. Rest: Die Angaben entsprechen den Vorentwürfen.

schutz (blechabgedeckte Zementschicht) und Entwässerung versehene Rauchkammer ist bei Bauarten mit gleichen Kesseln und verschiedenen Rauchkammern leicht lösbar angelascht, um die Zahl der notwendigen Ersatzkesselgrößen einzuschränken. Zur Aufnahme des Vorwärmers und der Pumpen sind Nischen (D. R. G. M. Nr. 862256 bis 59) angebracht. Die Notwendigkeit der Hochlage des Vorwärmers wegen der Kondensatrückgewinnung und leichten Abnahme führte zwangläufig zu dieser Platzwahl. Die Pumpen wurden, um kurze Leitungen zu erhalten, in der Nische angeordnet, womit gleichzeitig bei einigen Bauarten zwingenden Forderungen der Lastverteilung Genüge geleistet war. Am Schornstein (Ge 14.91), welcher bei den Lokomotiven mit Gegendruckbremse (siehe später) zur Schalldämpfung doppelwandig ausgeführt ist (D. R. P. Nr. 432678) und welcher bei den Verschiebelokomotiven (ohne Vorwärmer) für die Ableitung des Luftpumpenabdampfes einen besonderen Kanalanguß hat, hängt frei pendelnd der zylindrische Drahtkorb-




Anheizens durch Dampfentnahme von einer anderen Lokomotive gegeben.

Zur Speisung des Kessels dienen bei allen Streckenlokomotiven eine saugende Strahlpumpe und eine Verbundkolbenpumpe (Bauart Nielebock-Knorr), während die Verschiebelokomotiven mit zwei Strahlpumpen ausgerüstet sind. Die Saugleistungen sind 125 l/min bis 100 qm Kesselheizfläche, 250 l/min bis 200 qm und 350 l/min über 200 qm. Die Wasserentnahme erfolgt aus einem die tiefste Stelle des Wasserkastens bildenden Saugkasten, welcher mit Ablaßvorrichtung und Reinigungssieb ausgerüstet ist (LON 6435 bis 6445) und bei den Schlepptendermaschinen durch Ventil vom Führerstand aus abgesperrt werden kann. Von den kupfernen Saugleitungen ist die zur Speisepumpe führende mit einer Heizvorrichtung (zum Schutz gegen Einfrieren) versehen, welche den Dampf von der Strahlpumpendampfleitung abzapft. Der Abdampfvorwärmer (Bauart Knorr), welcher am Blasrohr Zylinderabdampf entnimmt und in welchen außer

Zusammenstellung 5.

Zusammenstellung der bei den Einheitslokomotiven ausgeführten Verhältnisse der Saugzuganlage.

| Gattung | Heizfläche | Blasrohr | | Abstand | | Schornstein unten | | Schornstein oben | | Schornstein | | Bei abgenommenem Aufsatz |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | ∅ | Querschnitt | | | ∅ | Querschnitt | ∅ | Querschnitt | Höhe | Kegel | Höhe |
| | $f H_V$ | d | f | a | b | $D_u$ | $F_u$ | $D_o$ | $F_o$ | h | 1 : x | h' |
| | $m^2$ | mm | $cm^2$ | mm | mm | mm | $cm^2$ | mm | $cm^2$ | mm | — | mm |
| 01 | 238 | 157 | 193,6 | 1256 | 676 | 500 | 1963,5 | 600 | 2827,4 | 870 | 1 : 8,7 | 600 |
| 02 | 238 | 157 | 193,6 | 988 | 408 | 580 | 2642,1 | 638 | 3196,9 | 870 | 1 : 15 | 600 |
| 03 | 202,22 | 144 | 162,86 | 1150 | 619 | 510 | 2042,8 | 580 | 2733,9 | 919 | 1 : 11,48 | 649 |
| 43 | 237 | 157 | 193,6 | 1165 | 660 | 580 | 2642,1 | 635 | 3166,9 | 895 | 1 : 16,27 | — |
| 44 | 237 | 157 | 193,6 | 1052 | 547 | 580 | 2642,1 | 635 | 3166,9 | 895 | 1 : 16,27 | — |
| 62 | 193,25 | 138 | 149,5 | 1148 | 676 | 500 | 1963,5 | 578 | 2623,9 | 928 | 1 : 11,89 | 658,5 |
| 80 | 69,6 | 95 | 70,9 | 928 | 525 | 335 | 881,4 | 405 | 1288,2 | 1062 | 1 : 15,17 | — |
| 81 | 95,9 | 110 | 95,0 | 928 | 525 | 370 | 1075,2 | 455 | 1626 | 1062 | 1 : 12,5 | — |
| 87 | 117,3 | 112 | 98,5 | 928 | 525 | 370 | 1075,2 | 455 | 1626 | 1062 | 1 : 12,5 | — |
| 86 | 162 | 122 | 113,1 | 928 | 525 | 370 | 1075,2 | 455 | 1626 | 1062 | 1 : 12,5 | — |
| 24 | 104,4 | 122 | 113,1 | 928 | 525 | 370 | 1075,2 | 455 | 1626 | 1062 | 1 : 12,5 | — |
| 64 | 104,4 | 122 | 113,1 | 928 | 525 | 370 | 1075,2 | 455 | 1626 | 1062 | 1 : 12,5 | — |
| $99^{73}$ | 80,3 | 95 | 70,9 | 933 | 480 | 335 | 881,4 | 405 | 1288,2 | 1017 | 1 : 14,51 | — |

funkenfänger (LON 2145). Die zum luftdichten Abschluß mit einer reichlichen Zahl Vorreibern ausgestattete Rauchkammertür (St 37.21) besitzt Zentralverschluß, dessen Horizontalbalken gleichzeitig eine gute Versteifung für die Rauchkammer (Kesselblechgüte) abgibt. Zum Nässen der Flugasche und Kühlen des Türschutzbleches ist ein Spritzrohr vorgesehen. Die für die Verbrennungs- und Dampfwirtschaft wichtige Saugzuganlage ist in ihren Einzelabmessungen in Zusammenstellung 5 wiedergegeben. Das so tief als möglich angeordnete Blasrohr (Ge 14.91) besitzt einen — niedrigen Gegendruck (0,15 bis 0,2 atü) in den Dampfzylindern ergebenden — reichlichen Mündungsquerschnitt, der in Abhängigkeit von der Heizfläche gewählt wurde. Der nach unten schwach konische Schornstein ergab sich bei reichlicher Führungslänge seinem Durchmesser nach aus der baulich zu verwirklichenden Entfernung vom Blasrohr und besitzt zur guten Rauchgasabführung unten eine glockenförmige Erweiterung. Beim Stillstand der Maschine kann ein ringförmig um das Blasrohr gelegter Hilfsbläser vom Heizerstand aus mit Kesseldampf bedient werden. Außerdem ist durch eine abschaltbare Verbindung der Bläserleitung mit der Dampfheizungsleitung die Möglichkeit eines beschleunigten

dem der Abdampf der Luft- und Speisepumpe, sowie d Lichtmaschine eingeleitet wird, ist mit einem Umschalthah (LON 8051 bis 53) versehen, wodurch Richtungswechsel d Speisewasserstromes in den messingenen (Ms 60) Vorwärmeröhren und direktes Speisen unter Ausschalten des Vorwärme möglich ist. Das Kondensat wird bei den lange Strecken durchfahrenden Lokomotiven über einen Ölabscheider (mit Holzkohlefilter) dem Wasserkasten zugeführt, um die Kondenswärme und einen Teil des Speisewassers ($^1/_6$ bis $^1/_7$) zurück zugewinnen. Die kupfernen Druckleitungen (mit $54 \times 2$ und $76 \times 3$ reichlich zur Vermeidung von Reibungsverlusten dimensioniert) führen rechts und links zu dem vorn liegenden Speisedom (Vermeidung starker Kühlung der heißen Kesselzone beim Kaltspeisen und zweckmäßige Wasserzirkulation). Über Feuerlöschstutzen, Kesselspeise- und Abschlußventil wird das Speisewasser durch den Verteiler auf einen Winkelrost geleitet, um von da mit den ausgefällten Kesselsteinbildnern die seitlichen Blechtaschen entlang von unten in die Kesselzirkulation einzutreten, wobei sich der Schlamm in den am Kesselbauch vorgesehenen Schlammsammler niedersetzt, von wo er durch den Abschlammschieber (Bauart Strube LON 3070) abgelassen werden kann.

Die Dampfentnahme erfolgt durch einen im hinteren m durch Schaumbleche geschützten Ventilregler (Bauart midt & Wagner LON 2382 und 2383) (bis 120 qm Kessel- zfläche ca. 176 cm², darüber ca. 265 cm²). Der Überhitzer- ten (Ge 22.91) ist aus gießereitechnischen Gründen und Rückkühlung zu vermeiden, in einen Naß- und Heiß- npfkasten getrennt, unter Beibehaltung der üblichen Über- zerrohranschlüsse (LON 8001 [3]). Die Überhitzereinheiten itzen die übliche, zweimaliges Eintauchen ergebende langenform. Bei den langen Kesseln (6,8 m zwischen den hrwänden) wurde mit bestem Erfolg der Versuch gemacht, einmaligem Eintauchen der Rohre bei Verteilung des mpfquerschnittes auf mehrere kleinere Rohrdurchmesser zukommen, um einen wärmetechnisch besseren Kessel bei ingerem Einheitsgewicht und zweckmäßiger Bauform zu alten*).

Zur Kesselreinigung wurden reichlich Waschluken an enden Stellen vorgesehen:

| | Anzahl: | |
|---|---|---|
| uchkammerrohrwand . . . . . | 1 | kleine Waschluken nach LON 2131 und 2133 |
| lammsammler . . . . . | 2 | |
| hkesselrückwand über Feuertür | 1 u. 3 | |
| hkesselstirnwände an den Umbügen, vorn . . . . . | 4 | |
| hinten . . . . . | 4 u. 6 | |
| hkesselseitenwand über dem Bodenring bei Rostlänge über 2400 | 2 | |
| hkesselmantel oben seitlich . . | 2 bis 8 | große Waschluken nach LON 2138 und 2139 |
| hkesselmantel seitlich an der Feuerbüchsrohrwand . . . . . | 2 | |
| ngkessel seitlich oben bei den Rieselblechen . . . . . | 2 | |
| ngkesselbauch vor der Stehkesselvorderwand (nur bei den langen Kesseln) . . . . . | 1 | |

An besonderen, dem Kesselbetrieb dienenden Aus- stungen wären noch zu erwähnen: das Ackermann- herheitsventil (LON 3191, LON 3192) mit vom Führer- nd aus bedienbarer Feineinstellung- und Rüttelvorrichtung l die Selbstschlußwasserstandanzeiger (LON 3216, 3226, 7).

2. Rahmen und Laufwerk. Der Kessel sitzt an der uchkammer durch den Rauchkammerträger (Stg 38.81 R) f auf dem Rahmen und ist am Langkessel mit diesem ch Pendelbleche (Rahmenblechgüte) verbunden. Diese alten eine der Kesselausdehnung entsprechende Vorbiegung l sind möglichst in der Nähe der Rundnaht angebracht. iterhin stützt sich der Stehkessel durch vorn und hinten Bodenring vorgesehene Knaggen auf die kräftigen Stahl- träger (Stg 38.81 R), die gleichzeitig als Rahmenver- fung dienen, derart, daß er sich in der Lokomotivlängs- se frei verschieben kann und gegen Abheben nach oben ch Klammern gehindert wird, wobei Paß- und Keilstücke Herstellungsungenauigkeiten und Abnutzung ausgleichen. Radsätze (DIN 1574 und 1575) sind mit größter Ge- htsersparnis durchgebildet, hohlgebohrte Achsen (St 50 h besonderer Bedingung) auch zur Materialprüfung, Gegen- ichte teilweise mit Bleiausguß, knappe Dimensionierung Radkörpers (Stg 50.81 R und Stg 38.81 R) bei An- dung von Schwimmhäuten an den Speichenübergängen beachten bei wenigen verschiedenen Achsschenkel- nessungen eine weitgehende Vereinheitlichungsmöglichkeit Achslagergruppe**). Der Massenausgleich erfolgte unter dem Gesichtspunkt der Ausnutzung der zugelassenen 15% freien Fliehkraft zum Ausgleich der hin- und hergehenden Gewichte, wenn nicht andere Rücksichten dieses Höchstmaß nicht erreichen ließen (wie Verwendung gleicher Radsätze, Unmöglichkeit der Gegengewichtsunterbringung, oder zweckmäßiger Ausgleich der hin- und hergehenden Massen schon bei kleineren Gegengewichten, siehe Zusammenstellung 6). Der Barrenrahmen (Rahmenblechgüte Abb. 1, Taf. 8) wurde möglichst mit (in Pufferbohlenhöhe) glatt durchgehendem Obergurt ausgeführt (ausgenommen bei den großen [2000er] und bei den kleinen [1100er] Rädern), um bei einfacher Bearbeitung gute Materialausnutzung zu ermöglichen. Hierbei ergab sich bei angemessener Rahmenstärke über dem Achsausschnitt (Anheben der Lokomotive) reichliche Vertikalbewegungsfreiheit und gute Zugänglichkeit der Achslager. Der Rahmenuntergurt wurde zur guten Aufnahme der Horizontalkräfte möglichst auf Achsmitte gelegt. Ein angemessenes Rahmengewicht wurde erzielt durch reichliche Ausschnitte, welche so gelegt sind, daß an den Stellen der Krafteinleitung Vertikalstreben stehen bleiben (d. h. im wesentlichen zwischen den Radreifen über dem Ausgleichhebellager und Federspannschraubenträger bzw. unter dem Bremsgehängeträger, bei gleichzeitiger Ausnutzung zur Befestigung der Gleitbahn- und Laufblechträger, sowie Pendelbleche). Die Querversteifung der beiden Rahmenwangen übernehmen der vordere Preßblechpufferträger (LON 4321), die Zylinderversteifung (Stg 38.81 R), hinter welcher sich dann am Obergurt eine horizontale Blechversteifung (Rahmenblechgüte) bis zum Stehkesselträger anschließt; weiterhin die Stehkesselträger (Stg 38.81 R) und der Kuppelkasten (Stg 38.81 R) bzw. bei den Tenderlokomotiven die hintere Pufferbohle, vor welcher sich im allgemeinen vom hinteren Stehkesselträger ab ein weiteres Horizontalversteifungsblech befindet. Seitliches Aufbiegen der Rahmenwangen verhindern schmiedeeiserne (St 34.11) Querstreben zwischen den Untergurten. Hinsichtlich Federung und Ausgleich sei noch erwähnt, daß die Ausschlagmöglichkeit der Ausgleichhebel (St 50.11) und die Federdimensionierung (max. Beanspruchung in Ruhe: 48 kg/mm², auf dem Ablaufberg: bis 80 kg/mm²) das Befahren von Ablaufbergen*) mit einem Scheitelradius von 200 m für die 20 t-Hauptbahnlokomotiven bzw. von 150 m für die Verschiebe- und Nebenbahnlokomotiven gestattet. Das Vertikalspiel der Achskisten nach oben und unten ergibt hierbei freie Einstellmöglichkeit des Rahmens bzw. verhindert Abheben der Radsätze. Beim Drehgestell**) (siehe Abb. 3, Taf. 9) sind die 850er Laufräder in einem Blechkastenrahmen gelagert, welcher in der Mitte — am Drehgestellzapfenlager — tief abgesenkt ist, um unter den Zylindern durchschlagen zu können und um Achsmitte und Drehzapfenmitte zur momentfreien Kraftübertragung möglichst in gleiche Höhe zu bringen. Drehzapfen und -lager gestatten unbehinderte Einstellung des Drehgestellrahmens in der Vertikalen und in Schräglagen, sowie eine seitliche Verschiebung von 50 mm, hierbei den Führungsdruck nach Maßgabe der Rückstellfederspannung auf den Hauptrahmen übertragend. Die Abstützung des Hauptrahmens erfolgt auf Drehgestellquermitte über seitliche Tatzen, Gleitplatten und Federbügel direkt auf die Tragfedern, so daß der Drehgestellrahmen selbst nicht belastet wird. Die Blattragfedern liegen in Schwanenhalsträgern (Baustahl St 52....).

Das Krauß-Helmholtz-Gestell mit Barrendeichsel (Abb. 1, Taf. 9) gestattet bei 40 mm Seitenausschlag am Drehzapfen und 15 mm Seitenverschiebung der ersten Kuppel-

*) Siehe Wagner Z. V. D. I. Bd. 73, Nr. 35.
**) Fuchs-Wagner, Z. V. D. I., Bd. 70, Nr. 52.

*) Siehe Wittrock: „Die Einstellung des Lokomotivrahmens auf den Ablaufbergen", Organ 1926, S. 198.

**) Bauart in Anlehnung an das frühere preußische Drehgestell entwickelt, siehe Dr. Schneider, Z. V. D. I., Bd. 73, Nr. 15.

Zusammenstellung 6.

Massenausgleich der Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn

| Bauart | hin- und hergehende Gewichte kg | Ausgleich in % der hin- u. hergehenden Gewichte theoretisch möglich[1] | praktisch erreicht | Freie Fliehkraft in % des ruhenden Raddruckes | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|
| 01 | 577,3 | 19,6 | 19,6 | 15 für T.- und K.-Radsätze | |
| 02 | 580,1 außen 507,9 innen | | | 15 für T.- und K.-Radsätze | Die hin- und hergehenden Massen für das Außentriebwerk werd entsprechend 15 % freier Fliehkraft der Gegengewichte, die f das Innentriebwerk, nicht ausgeglichen. Weitgehender Masse ausgleich infolge Gegenläufigkeit der Triebwerke. |
| 43 | 698,5 | 31,9 | 21,4 | 15 für K.-Radsätze —7,55 für T.-Radsatz | Freie Fliehkraft im T.-Radsatz rührt von aus Raummangel nic ausgeglichenen umlaufenden Teilen her, welche den Ausglei verschlechtern. |
| 44 | 559,3 außen 528,0 innen | 36,5 | 37,6 rechts 29,2 links | 15 für K.-Radsätze 14,8 für rechtes T.-Rad —12,1 für linkes T.-Rad | Die Angaben für den Ausgleich beziehen sich auf das Auße triebwerk. Die Verschiedenheit der freien Fliehkraft in den T.-Rädern rül von der Hubscheibe her. Dadurch überwiegt rechts das Geg gewicht die umlaufenden Teile, den Ausgleich verbesser während links die umlaufenden Teile das Gegengewicht üb wiegen, den Ausgleich verschlechternd. |
| 20 und 62 | 547,4 | 18,7 | 15,3 | 15 für vorderen K.-Radsatz und T.-Radsatz 6,9 für hinteren K.-Radsatz | Vorderer und hinterer K.-Radsatz sind gleich, die Gewichtsante der Kuppelstangen jedoch vorn und hinten verschieden. |
| 80 | 318,5 | 73,2 | 35,0 | 11 für K.-Radsätze | Um Zerrungen in den Kuppelstangen zu vermeiden, werden r 35 % der hin- und hergehenden Massen ausgeglichen. Es werd nur die Kuppelradsätze zum Ausgleich herangezogen. |
| 81 | 338,5 | 91,0 | 46,3 | 10,9 für K.-Radsätze —7,2 für T.-Radsatz | Es sind die gleichen T.- und K.-Radsätze wie bei Bauart 80 v wendet. Die freie Fliehkraft im T.-Radsatz rührt von den nic ausgeglichenen umlaufenden Massen her. Es werden nur Kuppelradsätze zum Ausgleich herangezogen. |
| 87 | 526,8 | 41,3 | 4,2 | —18,75 für T.-Radsatz 15 für K.-Radsätze | Die Radialachsen sind zum Ausgleich nicht herangezogen. freie Fliehkraft im Treibradsatz rührt von aus Raumman nicht ausgeglichenen umlaufenden Massen her. Der verhält mäßig schlechte Ausgleich der hin- und hergehenden Massen seine Ursache in den im T.-Radsatz nicht ausgeglichenen u laufenden Teilen, die auf die Kuppelachsen übernommen wurd |
| 86 | 538,6 | 26,0 | 19,5 | 15 für T.- und vordere und hintere K.-Radsätze 0 für 2. K.-Radsatz | Alle drei K.-Radsätze sind gleich. Daher kann der 2. K.-Rads zum Ausgleich der hin- und hergehenden Gewichte nicht her gezogen werden, wegen des größeren Kuppelstangenanteils. |
| 24 und 64 | 312,3 | 23,7 | 23,7 | 15 für T.- und K.-Radsätze | |
| 99[73] | 280 | 82,0 | 35,0 | —15,9 für T.-Radsatz 6,4 für K.-Radsätze | Um Zerrungen in den Kuppelstangen zu vermeiden, werden 35 % der hin- und hergehenden Massen ausgeglichen. Das Geg gewicht im Treibradsatz kann aus Raummangel nicht genüg groß ausgebildet werden. |
| 03 | 535,7 | 18 | 18 | 15 für T.- und K.-Radsätze | |

[1]) Der theoretisch mögliche Ausgleich ist dann erreicht, wenn die Gegengewichte in allen T.- und K.-Radsätzen so ausgebil werden können, daß die freie Fliehkraft 15 % des ruhenden Raddruckes beträgt.

achse stets Anlaufen der ersten Kuppelachse auch in den engsten Kurven. Die Abstützung des Hauptrahmens erfolgt über die über dem Laufrad liegende Tragfeder, welche mittels Pfanne (St 50.11) und Gleitstück (G Bz 14) auf dem Laufachslagergehäuse (Stg 38.81 R) verschiebbar ruht und mit der Feder des ersten Kuppelrades durch Ausgleichhebel (St 50.1 verbunden ist. Die Gelenkverbindung der Deichsel mit Kuppelachse ist so ausgebildet, daß ein Absenken dieser o Deichselausbau möglich ist. Das Bisselgestell (Abb. 2, Ta der Nebenbahnlokomotiven gestattet mit einem Seiten

lag der Laufachse von 100 mm ebenfalls stets Anlaufen ersten Kuppelachse bei den ungünstigsten Kurveneinlungen. Zur Entlastung des Drehzapfens, der ebenso wie m Dreh- und Kraußgestell unbehinderte Vertikal- und rägeinstellung gestattet, wird die vorwärtslaufende Bisselse durch Zugeisen gezogen.

Das aus 3 mm Blech (St. 00.21) (Nietdurchmesser 8,4 11, Teilung 75 bis 100) bestehende Führerhaus wurde glichst geräumig gehalten, besitzt Holzfußbodenbelag und reichlich mit Fenstern und Lüftungsklappen versehen. Zur ehmlichkeit des Personals dienen ausreichend vorgesehene ider-, Vorrats- und Anwärmekästen; weiterhin drehbare ppsitze (LON 6144/6148) und Wetterschutzvorhänge. Die 4 mm Blech (St 00.21) (Nietdurchmesser 11, Teilung 35 45) bestehenden Wasserkästen sind ausreichend versteift besitzen Schwallbleche (Einlauf nach LON 6111 bis 13). e durch Schwimmer betätigte Zeigervorrichtung gibt den sserinhalt an. Die Kohlenkästen (Nietdurchmesser 11, ung 75 bis 105) sind entwässert, mit Klappdeckeln und leusentüren versehen und sowohl vom Führerstand als auch ebener Erde von hinten aus zu besteigen. Die Schipphanordnung beachtet eine bequeme Bedienungsmöglichkeit den Heizer (Höhe über Bodenbelag 300 bis 600 mm in timmung mit der Feuerlochhöhenlage). Im übrigen ist Begehen und zur Bedienung der Lokomotive ein vom rerstand und von vorn bequem zu besteigender Umlauf felblech 3,5 × 5 mm) vorgesehen, sowie ausreichende Fußte (LON 6051), Handstangen (LON 6011 und 6012) und fe (LON 1585).

3. Zylinder, Triebwerk und Steuerung. Die grundlich symmetrisch ausgebildeten Dampfzylinder (Ge 22.91 Abb. 4, Seite 95) — ein Modell für rechts und links — besitzen reichendes Nachbohren gewährleistende Wandstärken (28 bis nm). Die schädlichen Räume wurden unter Beachtung des Verschleiß (Nachstellung) und Ausbesserung (Nachschleifen) vendigen Mindestabstandes zwischen Deckel und Kolben Verbesserung der Dampfwirtschaft gegenüber den früher chen Werten verkleinert (8 bis 10% für die Streckenlokoiven). Bei Beachtung möglichst glatter Dampfwege wurde Berührung der Zylinder- und Einströmungswandungen h den Auspuffdampf vermieden. Die Anwendung abmbarer Ausströmkästen (Stg 38.81 R) schont die Zylinder kleineren Kollisionen. Die Zylinderdeckel (Stg 50.81 R Stg 38.81 R) werden aufgeschliffen; sie sind mit Indikatorhluß und Zylindersicherheitsventil (Kesseldruck) versehen. Zylinderentwässerung erfolgt an allen notwendigen Stellen len Ausströmungsräumen, sowie durch vom Führerstand bedienbare Ablaßventile (LON 5102 bis 5104) über ein als alldämpfer wirkendes Sammelgefäß. Der Druckausgleicher schiedene Versuchsausführungen werden erprobt), welcher Leerlauf einerseits die Kompression wegnehmen und andererseits das Ansaugen aus der Rauchkammer verhindern soll (bei meidung von Luftsaugeventilen) hat zu diesem Zweck hliche Querschnitte.

Hinsichtlich des Triebwerkes wäre zunächst zu erwähnen, die Z-förmigen Kolben (St 50.11 gepreßt) auf einer durchenden Kolbenstange (St 60 ... n. bes. Bedg.) aufgepreßt r -geschrumpft) sind (Befestigung nach LON 5006). Diese tzt wegen gleicher Stopfbuchsen (LON 5121) und geringer chbiegung vor und hinter dem Kolben gleiche Stärke und am vorderen Ende zur Gewichtsersparnis und Materialung hohlgebohrt. Sie ist vorn durch eine frei einstellbare gbuchse (DRP Nr. 397152) und hinten durch den einigen Kreuzkopf (Stg 50.81 R) getragen (Verbindung mit us und Keil [St 60.11]). Letzterer ist durch den Verschleiß nehmende Gleitplatten (Rg 5) auf der Gleitbahn (St C 10.61 satz gehärtet) geführt. Die Treib- und Kuppelstangen (St 50 ... n. bes. Bedg.) haben Rotgußlager (Rg 9), welche mit Weißmetall (WM 80) (oder Bleimetall) ausgegossen sind, wobei zum Tragen beim ausgelaufenen Lager zurückgeschabte Rotgußstege vorgesehen sind. Die Lager sind mit Flachstellkeil (St 50.11) und Beilage (St 50.11) nachstellbar; die Kuppelstangenlager werden neuerdings als Buchsenlager (einfachere und leichtere Bauart mit hoher Betriebssicherheit und geringen Unterhaltungskosten) ausgebildet.

Die grundsätzlich angewandte Heusinger-Steuerung mit innerer Einströmung (keine Abdichtungsschwierigkeiten bei den Schieberstangenstopfbuchsen) konnte leider nicht in der ursprünglich vorgesehenen Bauart Winterthur-Borsig*) — welche durch gleichachsige Lagerung von Schwinge und Steuerwelle geringsten Raumbedarf bei wenig Teilen beansprucht — einheitlich vorgesehen werden. Die Neigung des Schwingensteins bei der 1 D 1-h 2 P 19 (preußische P 10) zum Fressen führte zur Anwendung der Hängeeisenbauart (geringstes Steinspringen bei Vorwärtsfahrt) bei den 20 t-Schlepptenderlokomotiven. Die entsprechend dem ursprünglichen Steuerungsentwurf ausgeführten Nebenbahnlokomotiven zeigten bei einer kritischen Geschwindigkeit eine unruhige Lage der Steuerung, so daß für die Tenderlokomotiven die bewährte Bauart mit Kuhnscher Schleife **) (Steinspringen etwas größer als bei Hängeeisen, jedoch für Vor- und Rückwärtsfahrt ziemlich gleichmäßig) vorgesehen wurde. Bei nacheilender Gegenkurbel arbeitet der Stein bei Vorwärtsfahrt im unteren Teil der Schwinge (kleines Steinspringen und Entlastung der Schwingenlager), wobei sich sinnfällige Betätigung der Steuerschraube im Führerstand ergibt. Zur Erzielung großer Anfahrleistungen sind die größten Füllungen mit 80% (bei den Nebenbahn- und Verschiebelokomotiven mit 75 bis 80%) gewählt, sie wurden bei einer Einströmdeckung von 38 und einer Ausströmdeckung von 2 mm bei den Hauptbahnlokomotiven mit im Mittel ~ 90 mm größtem Schieberausschlag und bei den Nebenbahn- und Verschiebelokomotiven mit im Mittel ~ 80 mm größtem Schieberausschlag erreicht.

4. Einrichtungen. Die Ausführungen über die konstruktive Durchbildung der Einheitslokomotiven sollen nicht abgeschlossen werden ohne deren Einrichtungen wenigstens erwähnt und in ihren besonderen Merkmalen erläutert zu haben.

Als Bremse findet die Einkammerdruckluftbremse Bauart Knorr mit Knorrverbundluftpumpe Bauart Nielebock-Knorr Anwendung. Sie wirkt aus zwei langhubigen Bremszylindern über ein durch Spannschloß (LON 7106) nachstellbares Gestänge (Abb. 2, Taf. 8), welches in Längs- und Querrichtung derart ausgeglichen ist, daß auch beim Bruch eines Klotzes gleichmäßiges Anliegen aller anderen gewährleistet ist. Der Bremsklotzabstand beträgt im Neuzustand 8 mm, gleichmäßiges Abheben wird durch nachstellbare Anschläge zum Bremsgehänge und selbsttätige Klotzeinstellvorrichtung bewirkt. Die Bremsklötze wirken in Achsmitte von vorn, um Achsentlastungen bei den hohen Abbremsungen zu vermeiden und um ein einfaches Gestänge zu erhalten. Die Wahl der Abbremsung erfolgt neuerdings unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades (94% bei einer dreigekuppelten Lokomotive) und des Druckverlustes im Bremszylinder (10% von 70 auf 130 Hub), sowie des Federrückdruckes nach folgenden Richtlinien: Die Betriebsabbremsung muß mindestens 50% (Güterzuglok.) bzw. 60% (Schnell- und Personenzuglok.) des Dienstgewichtes (voller Kessel und alle Vorräte) betragen, wobei jedoch im Mittel 70 bzw. 80% bei den Kuppelachsen und 50%

*) Siehe Glasers Annalen v. 1922, S. 137.

**) Ob nicht ausreichende Steindimensionierung, sowie reichliche und richtige Steinschmierung zusammen mit zweckmäßiger Werkstoffwahl des Steines (G Bz 14) und richtigen Spielen bei kräftiger Durchbildung der Steuerwelle und der Aufwerfhebel zur Anwendungsmöglichkeit der konstruktiv besten und einheitlichen Bauart (Winterthur-Borsig) geführt hätte, soll dahingestellt bleiben.

beim Drehgestell nicht überschritten werden sollen. Der Tender muß bei vollen Vorräten mit mindestens 40% abgebremst sein. Die vorgeschriebenen Minimalwerte sind bei größtem Hub (größter Druckverlust im Bremszylinder) nicht zu unterschreiten und die Größtwerte bei kleinstem Hub nicht zu überschreiten. Die Zusatzbremse arbeitet z. Z. mit 5 at Druck, nach dem die ursprünglich vorgesehenen 8 at (mit ~ 170% Abbremsung der Kuppelachsen) sich als zu hoch erwiesen haben (Schlagstellen in den Radreifen). Die Handbremse ist als Wurfhebelbremse mit Kniehebelwirkung und Nachstellspindel ausgebildet und auf der Heizerseite an der Führerhausrückwand so angebracht, daß der Wurfhebel beim Bremsen von innen nach außen schlägt, um gute Streckenübersicht zu haben. Die auf Steilrampen verkehrenden Güterzuglokomotiven besitzen zur Schonung der Radreifen und Bremsklötze eine Gegendruckbremse Bauart Riggenbach. Diese gestattet durch Betätigung eines Wechselschiebers, der die Ausströmung nach der Rauchkammer abschließt und mit dem freien verbindet, bei entgegen der Fahrtrichtung ausgelegter Steuerung Abbremsung durch Frischluftverdichtung in den Dampfzylindern. Der Grad der Verdichtung kann durch ein vom Führerstand regelbares Drosselventil, welches in eine vom Einströmraum zum Schornstein führende Leitung eingebaut ist, je nach der gewünschten Abbremsung bestimmt werden. Zur Kühlung und Schmierung wird Kesselwasser in die Ausströmung eingespritzt.

Die Schmierung erfolgt für alle unter Dampfdruck gehenden Teile (Schieber, Zylinder, Kolbenstangenstopfbuchsen) durch eine Bosch-Hochdruckpumpe (LON 8021) mit Tropfenzeiger (LON 8024) über 4/7 mm Kupferleitungen und Ölsperren Bauart Woerner (LON 8026). Bei den Hauptbahnstreckenlokomotiven ist eine weitere Pumpe für die Achslagerschmierung vorgesehen (an welche dann außerdem die Schieberstangenstopfbuchsen angeschlossen sind). Pumpen und Tropfenzeiger sind im Führerstand gut kontrollierbar und frostgeschützt angeordnet.

Die Achslager sind außerdem mit der üblichen Docht- und Polsterschmierung versehen. Die festen Schmiergefäße (LON 5541 bis 5545) arbeiten ebenfalls mit Dochtschmierung, während die bewegten Teile Nadelschmierung haben.

Die Heizung wird mit Frischdampf von 5 at betrieben und besitzt reichlichen Leitungsquerschnitt (70 ⌀), um den Druckabfall klein zu halten. Sie gestattet hinten und vorn Anschluß an den Zug über den internationalen Hahn und den deutschen Pintsch-Hahn (größerer Durchgang).

Die elektrische Beleuchtungsanlage*) (LON 3631 bis 3637, 3640) sieht grundsätzlich drei Stromkreise vor, welche in jeweils drei Zuleitungen — von denen je zwei über die im Schaltkasten im Führerhaus sitzenden Schwimmhalter gehen — und einer Rückleitung den Strom den Lampen zuführen.

Neuerdings sollen alle Lokomotiven mit Triebwerksleuchten ausgerüstet werden (unter Vereinigung mit Führerstandsleuchte und Wasserstandslaterne), deren Schutzdeckel bei den Hauptbahnstreckenlokomotiven mit Handzug vom Führerstand aus bedient werden können. Die Anlage wird gespeist durch eine AEG-Dampfturbodynamo von 0,5 kW Leistung, welche zwischen 5 und 16 atü Dampfspannung 24 Volt bei einer Drehzahl von 3600 Umdrehungen/Minute selbstregelnd erzeugt und eine Spannungsschwankung zwischen Leerlauf und Vollast von max. 3% einhält.

Sämtliche Kuppelachsen erhalten Sandstreueinrichtung für Vorwärtsfahrt und bei den Tenderlokomotiven auch für Rückwärtsfahrt. Die Sandtreppen, Bauart Borsig-Reichbahn, werden durch Druckluft derart betätigt, daß eine Dü den Sand aufwirbelt und eine zweite ihn den Sandfallrohr zuführt.

Radreifenschmierung ist für alle Laufachsen z Herabminderung der Abnutzung (Scharflaufen) durch Z sammenfassung geeignet liegender Entwässerungsrohre vo gesehen. Für die hintere Laufachse von Tenderlokomotiv wird Schmierwasser aus dem Wasserkasten entnommen.

5. Allgemeine Gestaltungsgrundsätze. Einige a gemeine Gestaltungsgrundsätze sollen beispielsweise besonde erwähnt werden. Einen Anspruch auf Vollständigkeit w eine solche Darstellung natürlich nicht machen; besonde nicht bezüglich der allgemein geläufigen Prinzipien, welc jede sorgfältige Entwurfstätigkeit beachten muß.

Das Anbohren der Kessel wurde grundsätzlich vermiede weshalb für alle daran befestigten Teile besondere aufgeniete Untersätze vorgesehen sind. Alle Armaturen schließen n mindestens vier Schrauben und Treppendichtung an. Au für die Stützen zu den Zügen sind Untersätze auf dem Kes vorgesehen, um eine einwandfreie Montage und Maßeinhaltu zu gewährleisten. Mit Wärmeschutz versehen sind: Kess Zylinder, Druckausgleicher und die Frischdampfventile, so alle Frischdampf und Heißwasser führenden Rohre. Alle I kleidungen sind so durchgebildet, daß der An- und Abb der damit versehenen Teile ohne Bekleidungsabnahme mögli ist. Größere Kräfte werden durch Entlastungen aufgenomm wie Entlastungsleisten, Zentrieransätze und Paßschraub Die Rohre sind auf dem kürzesten Wege verlegt, jedoch n Wärmedehnungen aufnehmenden Biegungen und mit Gefä und gegebenenfalls Entwässerung an der tiefsten Stelle. A Rohrbiegungen liegen nur in einer Ebene. Kupferrohre si nur für die unter Kesseldruck stehenden Dampf- und Wass leitungen (ausgenommen Reglerrohr und Einströmrohre) so für die kleinen Entwässerungs- und Schmierrohre vorgeseh Als Rohrverbindung dient die Rohrverschraubung mit Bu buchse und Dichtring (LON 273 bis 275 für Rohre bis 20 lic Weite), sowie der Vierschraubenflansch mit Treppendichtu (LON 462 für Rohre bis 50 Durchgang) und mit Linsendichtu (LON 464 für Rohre über 50 Durchgang). Es ist jedoch n später die Anwendung loser Flansche zur Montageerleichteru und zweckmäßigeren Ausbesserung in Aussicht genomm Als Dichtung findet grundsätzlich der Kupferasbestring (L 263) Anwendung, für Schmierleitungen der Kupferring u für häufig zu lösende Verbindungen in Luftleitungen r Lederring. Im Interesse einfacher Herstellung wurde st darauf geachtet, die Werkstücke in möglichst wenig A spannungen*), sowie mit wenig Werkzeugwechsel bearbei zu können (z. B. gleiche Stiftschraubenlöcher für Zylin deckel und Ausströmkästen). Besondere Paßbeilagen gestat die Fertigstellung sonst nicht austauschbar zu haltender T vor dem Zusammenbau bzw. den Fertigbezug als Ersatzstü (z. B. Beilagen zur Gleitbahnbefestigung, Entlastungsbeila am Zylinder). Der Verschleiß wird stets in das einfachere gelegt (z. B. Schwingenstein aus G Bz 14 und Schwinge härtet) oder aber durch einfachere leicht auswechselb Zwischenglieder aufgenommen (z. B. Gleitplatten am Rahm und in den Achslagergehäusen oder Ausbuchsen der Augen Bremse, Federung und Steuerung). Für Bremse und Ausgle finden frei drehbare glatte Bolzen (St 60.11, Din 1436 und 15 und Buchsen (St 60.11 LON 202) Anwendung. Die Steuer hat einsatzgehärtete Bolzen (St 34.11 LON 5510) und Ph phorbronze-Buchsen (G Bz 14 LON 203). Zur Erleichter der Wiederherstellung der Urmaße sind gegebenenfalls

*) Siehe Woelke: „Die Vereinheitlichung der elektrischen Beleuchtungsanlage für Dampflokomotiven". Das Eisenbahnwerk, 6. Jahrgang, Heft 26 vom Sept. 1927, Verlag H. Opitz, Berlin SW61.

*) So sind schräge Anbohrungen an den Zylindern vermie der Rahmen hat nur horizontale Bohrungen.

lere Marken vorgesehen (z. B. Körnerschrauben im Rahmen, nermarken an den Stangen, Kontrollkreise an den Lagern).

### IV. Vereinheitlichung und andere Belange.

Die bei den Leitmotiven stets wiederkehrende und in den dergrund tretende Vereinheitlichungsforderung n natürlich nicht erschöpfend erfüllt sein durch die in ammenstellung 4 dargestellte Gleichgestaltung der Loko- ivhauptteile. Eine so weit getriebene Vereinheitlichung Einzelteile und die Festlegung der drei Bestimmungs- ßen: Werkstoff, Maß (und Maßabweichung), sowie Ober- hengüte durch die Vereinheitlichung bedingt einen ntlich erweiterten Wirkungsbereich des Konstruktions- os. Andernfalls werden die Betriebsdienststellen und die eitsvorbereitung entlastet zugunsten ihres eigentlichen gabenbereichs, wobei gleichzeitig klare Verhältnisse für ntrolle und Abnahme geschaffen sind.

Die Aufgabe der zentralen Anfertigung werkstattreifer hnungen war dabei nur befriedigend lösbar durch die An- dung einer die formale und redaktionelle Behandlung des rift- und Zeichnungswesens betreffenden Normung*).

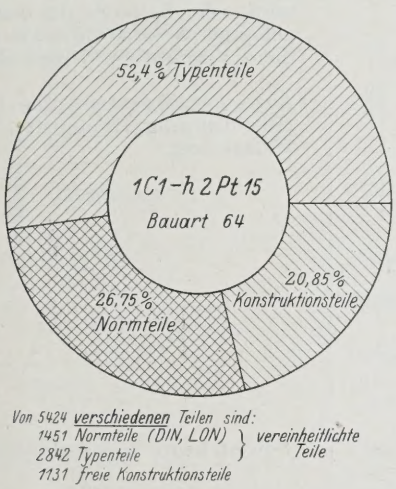



Abb. 1. Vereinheitlichung der Lokomotivteile.

1. Einzelteilvereinheitlichung. Hinsichtlich der zelteilvereinheitlichung zeigt Textabb. 1, daß heute schon nicht unerheblicher Teil der Lokomotivteile den DIN- und N-Normen**) entnommen werden konnte, wobei zu be- en ist, daß die stets fortschreitende Normung immer mehr den „Typenteilen" einbezogen wird. Von diesem Ge- tspunkt aus wurden diese Typenteile — der eigentlichen mung vorauseilend — auch schon normungsgerecht fest- gt. Erwähnt werden soll hierbei auch, daß besonderes enmerk auf die Verwendung von Teilen von vorhandenen omotiven gerichtet wird, soweit diese einheitlich festgelegt — was reichsbahnseitig in großzügiger interner Normungs- it durchgeführt wird (Werknormblätter der Reichsbahn) nd soweit deren Übernahme mit Rücksicht auf die neueren struktions-Gesichtspunkte bzw. Typisierungsbelange lich erscheint. Es ist natürlich unvermeidlich, daß das heilen der Normung (DIN und LON) hinter der not- digen Festlegung solcher Werknorm- und Typenteile erhin vielfach Änderungen bedingt.

Die Aufstellung von Norm-Werkzeichnungen (Noz) und knormzeichnungen (Wen) erfolgt schon so, daß auch rein hnungsmäßig die größtmögliche Ausnutzung einer einmal isteten Normungsarbeit erfolgt**).

*) Siehe DIN-Normblatt-Verzeichnis, Dezember 1929. Beuth. ag, Berlin S 14, Dresdener Straße 97.
**) Siehe Meckel, Normwerkzeichnungen für Normteile. chinenbau Bd. 7, Heft 6, März 1928.

2. Herstellungs- und Wiederherstellungsbelange. Finden die Herstellungs- und Wiederherstellungsbelange in der Vereinheitlichung der Einzelteile schon eine wesentliche Beachtung, so gestattet doch erst die Anwendung des Austauschbaues die Ausschöpfung der letzten wirtschaftlichen Möglichkeiten im Sinne einer vorrats- und austauschbaumäßigen Ausbesserungswirtschaft*) und einer zentralisierten Ersatzteilwirtschaft. In Zusammenstellung 7 ist der Umfang des Austauschbaues in großen Zügen dargestellt, wie er entsprechend den T. V. L.**) bei den Einheitslokomotiven verwirklicht ist, und wie er dem heutigen Stand der Herstellungs- und Wiederherstellungstechnik sowie den Ersatznotwendigkeiten entspricht. Es ist klar, daß die Tolerierung der Einzelteile auf den Werkzeichnungen derart, daß der vollständige Austausch gewährleistet ist und die bei der Bewegung notwendigen Spiele sich ergeben, eine noch innigere Befassung mit dem Herstellungsvorgang erfordert, als es bislang vom Konstrukteur geübt wurde. Daß gleichlaufend mit der Konstruktion die notwendigen Bohrvorrichtungen und Schablonen usw. entwickelt werden, ist eine zweckmäßige sparsame Gestaltung derselben von größter Bedeutung. Die bevorzugte Behandlung der Verschleißteile, die auf besonderen Einzelteilzeichnungen herausgezogen werden, welche die zur Wiederherstellung notwendigen Aufmaße in Abstimmung mit den Abnutzungs- bzw. Nacharbeitsgrenzen festlegen bzw. Abnutzungsstufen vorsehen, zeigt, wie sehr man darauf bedacht ist, geeignete Unterlagen für die Ausbesserung und Ersatzbeschaffung zu schaffen.

3. Allgemeine Vereinheitlichung. Soweit es nicht möglich ist, Teile oder ganze Teilgruppen einheitlich auszubilden, wird die Vereinheitlichung einzelner Bestimmungsgrößen verfolgt. Hinsichtlich der Verwendung der Werkstoffe für welche Zusammenstellung 8 eine Übersicht gibt, ist besonders erwähnenswert, daß der Lokomotivbau bis heute im allgemeinen mit den Normalgüten auskommt und auf die Verwendung von besonders hochwertigen Materialien oder Leichtmetallen verzichten kann. Hinsichtlich der im Interesse einer kleinen Lagerhaltung notwendigen Einschränkung der Sorten bleibt noch manches zu tun und soll zunächst die Aufstellung einer Werkstoffersatzliste den gröbsten Übelständen abhelfen, da es sehr schwer ist, für einen größeren Kreis von Firmen eine festliegende Sortenauswahl zu treffen.

Fruchtbar ist stets die Vereinheitlichung von werkzeug- und lehrenbestimmenden Einzelmaßen (sog. technische Grundnormen), wie sie besonders für die Anschlüsse von Normteilen gegeben ist, z. B. Durchgangslöcher, Keilnuten, Flansch- und Einschraubanschlüsse, sowie Normaldurchmesser und Gewinde. Die Maßabweichungen sind durch die Passungsnormen (für Rundpassungen und Gewinde) erschöpfend berücksichtigt***).

Vorstehende Ausführungen geben einen kleinen Beitrag zur „angewandten Normung". Das für den Lokomotivbau heute vorliegende Normenwerk (ausgedruckte Blätter) umfaßt bereits 1137 Normblätter (747 DIN, 390 LON), von welchen die Einheitslokomotiven 460 berücksichtigen müssen. Das bedeutet eine Unmenge Kleinarbeit und sorgfältigste Kontrolle, besonders mit Rücksicht auf die bei den meisten Normen zu treffende Einschränkung und mit Rücksicht auf die dauernde Weiterentwicklung der Normung, ganz abgesehen davon, daß vorliegende Normungsentwürfe bei Neukonstruktionen schon

*) Siehe Iltgen, Vorrat- und Austauschbau bei Lokomotiven. VDI-Sonderausgabe „Eisenbahnwesen" 1925 und „Der Austauschbau bei den typisierten Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn". Sonderheft Glasers Annalen 1. Juli 1927.
**) „Toleranzvorschriften für Lokomotiven" zu beziehen durch die Geschäftsstelle des ELNA. ELNA m. Br. Hanomag, Hannover-Linden, Postfach 55.
***) Einzelheiten siehe T. V. L.

## Zusammenstellung 7.

Umfang des Austauschbaues bei den Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

| LON-Gruppe | Teile | Als Ganzes austauschbar | In allen Einzelteilen austauschbar | Bedingter Austausch*) | Besondere Anmerkungen |
|---|---|---|---|---|---|
| 2 | Kessel . . . . . | x | — | — | Austauschgerechter Anbau für alle a geschraubten Grob- u. Feinausrüstunge |
| 3<br>4<br>5 | Grobausrüstung<br>Feinausrüstung<br>Rauchkammer . . . | x[1]) | x | — | [1]) Ausgenommen angenietete Ausrüstung teile (z. B. Untersätze). |
| 6 | Überhitzer . . . . . | x | x | — | |
| 7 | Aschkasten . . . . . | x | x[2]) | — | [2]) Ausgenommen Nietverbindungen. |
| 8 | Rahmen . . . . . | — | — | — | Für den austauschgerechten Anbau allsei auf Toleranzen bearbeitet und für die A nahme der Zylinder, der Brems- und Fed gehängeträger, sowie der Bremswellenla nach Vorrichtung vorgebohrt. |
| 9 | Pufferträger . . . . . | x[3]) | — | [3]) Rahmen — Befestigungslöcher ungebohrt. | [3]) Austauschgerechter Anbau für Puffer, Z hakenführung, Handgriffe, Laternenstü |
| | Kuppelkasten . . . . . | x | x | — | (Bohrlehre). |
| 10 | Zug-u.Stoßvorrichtungen | x | x | Einpassen der Stoßpufferplatten mit vorgeschriebener Zugabe. | |
| 11 | Federung und Ausgleich | — | x[4]) | [4]) Ausgleichhebelträger nur vorgebohrt. | |
| 12 | Radsätze . . . . . | x | — | Preß- und Schrumpfsitze toleranzmäßig festgelegt. | |
| | Achslager . . . . . | x | x[5]) | [5]) Vorgeschriebene Paßzugabe für Lagerschalen am Achslagergehäuse, sowie die Beilagen (ungebohrt) am Rahmen. | |
| 13 | Laufgestelle . . . . . | x | x[6]) | [6]) Vorgeschriebene Paßzugabe für Lagerschalen am Achslagergehäuse, sowie die Beilagen u. Achsgabelstege (ungebohrt) am Rahmen. Vorgeschriebene Paßzugabe für die Befestigung von Achslager- und Rückstellfedergehäuse. | [6]) Soweit keine Nietverbindungen. |
| | Kraußgestell<br>Bisselgestell<br>Einstellachse | | | | |
| 15 | Führerhaus<br>Türen, Fenster, Sitze . | x | — | — | |
| 16 | Wasserkasten<br>Wasserkasteneinlauf . | x | — | — | |
| | Wasserstandanzeiger . | — | x | — | |
| 19 | Zylinder . . . . . | x[7]) | x | [7]) Paßschraubenlöcher nur vorgebohrt. | |
| 20 | Treibwerk . . . . . | x | x[8]) | [8]) Die Gleitplatten zum Kreuzkopf und die nachstellbaren Stangenlager werden mit vorgeschriebener Zugabe angepaßt. Nachreiben der vorgebohrten Paßschraubenlöcher für die Gleitbahnen und Anpassen der Entlastungsleisten. | |
| 21 | Steuerung . . . . . | x | x[9]) | [9]) Nachreiben der vorgebohrten Paßschraubenlöcher für die angeschraubten Lager und Anpassen des Steuerbockes an dem Untersatz mit vorgeschriebener Zugabe. | [9]) Schwinge nur als Ganzes austauschb |
| 22 | Bremse . . . . . | x | x[10]) | [10]) Nachreiben der vorgebohrten Paßschraubenlöcher, Einpassen des Entlastungszapfens für die Bremswellenlager. | |
| 23 | Züge . . . . . | — | x | — | |
| 25 | Vorwärmer . . . . . | x | x[11]) | — | [11]) Rohrbündel nur als Ganzes. |

*) „Bedingter Austausch" bedeutet das Zupassen von Teilen an Maße des Gegenstückes, die im Interesse einer wirtschaftlich Herstellung gröber toleriert sind als zur Erzielung des richtigen Sitzes notwendig wäre.

Zusammenstellung 8.

| | | Werkstoffanwendung bei den Einheitslokomotiven | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Allgemeine Anwendungsrichtlinien | [1] Güte | [2] Reichsbahnbedingung Nr. | Anwendungsbeispiele | |
| Schmiedematerial (Brammen und Knüppel) | Normalgüten | für untergeordnete Zwecke | St 00.11 | | Beschlagteile usw. | |
| | | allgemein | St 37.11 | | | |
| | | eingesetzte Teile und hochwertige Schmiedeteile | St 34.11 | | Kesseluntersätze, Rahmenstrebe, Federbund | |
| | | bei besonderen Festigkeits- bzw. Verschleißanforderungen | St 50.11<br>St 60.11 | | Ausgleichhebel, Achslagergehänge, Bremsteile, Stoßpuffer, Kupplungs-, Brems- und Stoßpufferteile | |
| | | eingesetzte Teile, die Wechselbeanspruchungen u. starkem Verschleiß unterliegen | St C 10.61 | | Gleitbahnen, Treib- und Kuppelzapfen, Gelenkbolzen | |
| | Sondergüten | Triebwerks- und Steuerungsteile | St 50 nach besonderen Bedingungen 50—60 kg 20 % | 91833 | Treib-, Kuppel- und Steuerungsstangen | |
| | | | St 50 nach besonderen Bedingungen 50 kg 22 % | 91857 | nur Achswellen [3] | |
| | | | St 60 nach besonderen Bedingungen 60—70 kg 22 % | 95804 | nur Kolbenstangen | |
| | | Radsätze | St 60 nach besonderen Bedingungen 60 kg 20 % | 91857 | nur Kropfachswellen | [3] Da im allgem. nur von Spezialwerken hergestellt, für die Lokfabriken ohne besondere Bedeutung |
| | | | Vergüteter Chromnickelstahl 90—100 kg 10 % | 91857 | nur Gegenkurbeln | |
| | | | St 80 nach besonderen Bedingungen 80—92 kg | 91857 | nur Radreifen und Achslagerstellkeile | |
| | | | St 75 nach besonderen Bedingungen 75—90 kg 18 % | 91901 | nur Kupplungsspindeln | |
| Bleche | Normalgüten | allgemein für untergeordnete Zwecke | St 00.21 | | alle Kästen, Führerhaus, Kohlen-, Wasser- und Aschkasten, Laufbleche, Bekleidung | |
| | | bei entsprechenden Festigkeitsanforderungen oder stärker gebogen bzw. gekümpelt | St 37.21 | | Rauchkammertür | |
| | Sondergüten | Kesselbleche | Kesselblechgüte 34 bis 42 kg 30 % | 91974 | alle Kesselbleche, sämtliche Rauchkammer- und Versteifungsbleche | |
| | | Rahmenbleche | Rahmenblechgüte 34 bis 42 kg 30 % | 91946 | Rahmenwangen, Versteifungsbleche und Pufferträger | |
| | | bei besonderen Festigkeitsanforderungen | St 52 nach besonderen Bedingungen | 91996 | nur Schwanenhalsträger für Drehgestelle | |
| Formeisen | Normalgüten | für untergeordnete Zwecke | St 00.12 | | Griffe, Beilagen, Winkel für Kästen Führerhaus usw. | |
| | | allgemein bei entsprechenden Festigkeitsanforderungen | St 37.12 | | Winkel im Kessel, Laufblechträger, Zugstangen, Wellen | |
| | | geschw. u. bei entsprechenden Festigkeitsanforderungen | St 34.12 | | Rahmenwinkel | |
| | | Schrauben | St 38.13 | | allgemein, Federspannschrauben | |
| | | Stiftschrauben und Niete | St 34.13 | | allgemein, Kesselanker | |
| | Sondergüten | Bolzen und Buchsen gehärtet | St 34.11 | | Steuerung und Triebwerk | |
| | | Bolzen und Buchsen | St 60.11 | | Bremse, Federung, Züge | |

[1] Alle Festigkeitszahlen sind kg/mm². Die Dehnungen sind Mindestdehnungen auf den kurzen (100 Meßlänge) Normalstab
ezogen.

[2] Die angezogenen Nummern beziehen sich auf die derzeit gültigen Reichsbahnbedingungen.

| | | Werkstoffanwendung bei den Einheitslokomotiven | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Allgemeine Anwendungsrichtlinien | [1] Güte | [2] Reichsbahnbedingung Nr. | Anwendungsbeispiele |
| Flußstahl | Rohre | allgemein | St 34.29 | | Heiz-, Rauch- und Überhitzerrohre, a nahtlose Rohre, Gewinderohre |
| | Federstahl | allgemein | Federstahl | 91869 | Flachfedern für Schmiergefäßdeckel us |
| | | | nach besonderen Bedingungen 150—170 kg | 91849 | Schraubenfedern bis 8 mm Drahtdurc messer |
| | | Schraubenfedern bei besonderen Anforderungen | St 85 nach besonderen Bedingungen 85 kg 14,4 % | 91975 | Schraubentrag- und Rückstellfedern |
| | | Kegelfedern | St 85 nach besonderen Bedingungen 85 kg 14,4 % | 91935 | Zughakenfedern |
| | | Blattfedern | St 85 nach besonderen Bedingungen [3] 85 kg 14,4 % | 91902 | Trag- und Rückstellfedern |
| Stahlguß | | allgemein | Stg 38.81 R | | Achslagergehäuse, Rahmenverbindung, Kuppelkasten, Stehkesselträger, Zylind deckel, Bremswellenlager, Lager Steuerung |
| | | bei entsprechenden Festigkeitsanforderungen | Stg 50.81 R | | Kreuzkopf, Achslagerunterk., Träger Federaufhängung, Radkörper für Unt reifendurchmesser > 1250 |
| Gußeisen | Normalgüten | allgemein (jedoch nicht für unter Kesseldruck stehende Teile) | Ge 14.91 | | Schornstein und Blasrohr |
| | | bei entsprechenden Festigkeitsanforderungen | Ge 18.91 | | vorderer und hinterer Schieberkastendec |
| | | bei unter Kesseldruck stehenden Teilen | Ge 22.91 | | Regler, Überhitzerkasten, Zylinder |
| | Sondergüten | Bremsklotzguß | Ge nach besonderen Bedingungen | 91859 | Bremsklötze |
| | | feuerbeständiger Guß | Ge nach besonderen Bedingungen | 91874 | Roststäbe, Feuerlochschoner |
| | | Kolbenringguß | Ge nach besonderen Bedingungen | 91890 | Kolben- und Schieberringe |
| Rotguß | | allgemein und verschleißfeste Teile | Rg 5 | | alle Armaturen, Lager, Gleitplatten |
| | | ausgegossene Lager | Rg 9 | | Stangen- und Achslager |
| Gußbronze | | Buchsen | G Bz 14 | | Buchsen für Steuerung und Triebwe Schwingensteine, Gleitschuh für Schieb stangen — Kreuzkopf |
| Kupfer | | für dem Feuer ausgesetzte Teile | A — Cu | | Feuerbüchse, Stehbolzen |
| | | allgemein | C — Cu | | Rohre, Bleche, Drähte |
| Weißmetall | | Lagerausgüsse | WM 80 [4] | | Achs- und Stangenlager, Steuermutter |
| Messing | | Gußmessing | G Ms 63 | | |
| | | Preßmessing und Stangenmaterial | Ms 58 | | untergeordnete Teile für Ausrüstun (nicht in der Rauchkammer) |
| | | Rohre | Ms 60 | | Vorwärmerrohre |
| | | Bleche | Ms 63 | | Beilagen, Drähte |

[1]) Alle Festigkeitszahlen sind kg/mm². Die Dehnungen sind Mindestdehnungen auf den kurzen (100 Meßlänge) Normalst bezogen.
[2]) Die angezogenen Nummern beziehen sich auf die derzeit gültigen Reichsbahnbedingungen.
[3]) Ausgangswerkstoff.
[4]) Die Lager sind zum wahlweisen Ausguß mit Bleilagermetall durchgebildet (Reichsbahnbedingung Nr. 95832).

cksichtigung finden müssen, um von vornherein spätere nahmeschwierigkeiten zu vermeiden.

## V. Erfolg.

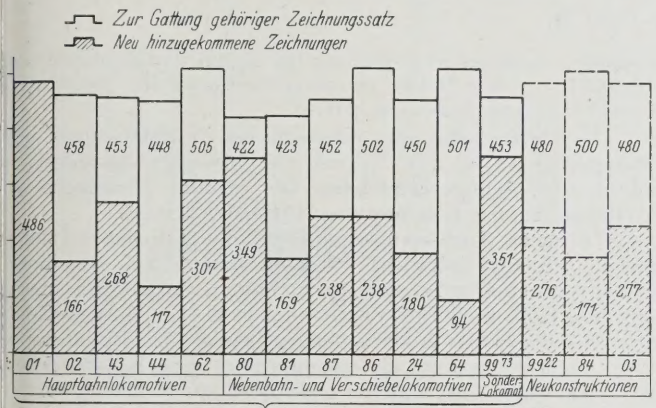
Die vorstehend geschilderten Arbeiten mußten bei der hlten Art der Durchführung eine technische Leistung gen, welche letzten Endes nicht nur die Verwirklichung ersten Zeit eine wirtschaftliche Auswirkung in großem Maßstabe natürlich nicht eintreten kann.

In der Beschaffung der verhältnismäßig kleinen Bestellzahlen — bei einer mehr Stützungs- als Planarbeitsgrundsätzen folgenden Verteilung — muß die Erfüllung der in den Einheitslokomotiven verwirklichten neuzeitlichen Anforderungen eine wirtschaftliche Belastung der Hersteller bedeuten

Zusammenstellung 9.
Günstigste Kohlenverbrauchswerte[1])

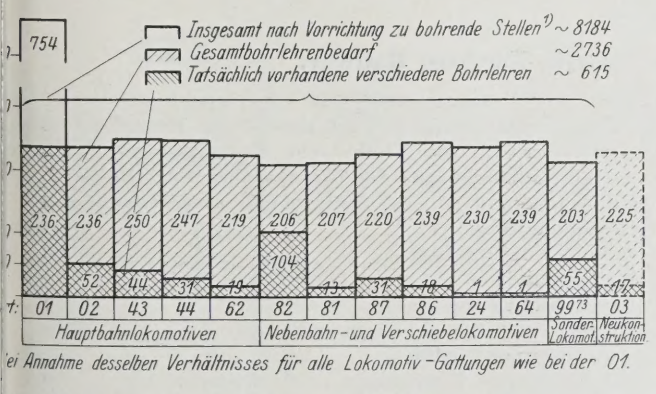
| | Einheitslokomotiven | | | | | | | | Alte Lokomotiven | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| art . . . . . | 01 | 02 | 24 | 43 | 44 | 62 | 64 | 86 | 57 | 58 | 17 | 18 | 38 | 39 |
| Länder-zeichnung . | — | — | — | — | — | — | — | — | G 10 | G 12 | S 10 | S $^{3}/_{6}$ | P 8 | P 10 |
| nnung . . . | 2C1 h2 S 20 | 2C1 h4v S 20 | 1C h2 P 15 | 1E h2 G 20 | 1E h3 G 20 | 2C2 h2 Pt 20 | 1C1 h2 Pt 15 | 1D1 h2 Gt 15 | E h2 G 15 | 1E h3 G 16 | 2C h4v S 17 | 2C1 h4v S 16 | 2C h2 P 17 | 1D1 h3 P 19 |
| e kg/PS$_e$/h . | 1,06 | 1,01 | 0,985 | 0,905 | 0,95 | 0,968 | 0,905 | 0,945 | 1,03 | 1,14 | 1,175 | 1,06 | 1,42 | 1,23 |
| hwindigkeit /h . . . . . | 80 | 80 | 40 | 33 | 33 | 60 | 60 | 35 | 35 | | 80 | 80 | 80 | 80 |
| Leistung PS$_e$ | 1500 | 1350 | 600 | 1100 | 1200 | 1000 | 700 | 900 | | 1000 | 1100 | 1400 | 800 | 1300 |

[1]) Aus den Kurven, welche auf Grund der Versuchsreihen aufgestellt wurden (keine Einzelwerte!) bezogen auf Kohle mit 7000 kcal.




Die Zeichnungssätze zu den angeführten Gattungen umfassen insgesamt ~ 5553 Zeichnungen.
Tatsächlich vorhanden sind ~ 2963 Zeichnungen.

b. 2. Zeichnungsumfang für die Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.




ei Annahme desselben Verhältnisses für alle Lokomotiv-Gattungen wie bei der 01.

3. Bohrvorrichtungsbedarf für die Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn.

in den Schlagworten: Vereinheitlichung, Normung, ung, Austauschbau, Vorratswirtschaft, Gemeinschafts- t, Zentralisierung usw. angedeuteten Möglichkeiten ge- et, sondern auch alles in allem eine Lokomotive erhöhter lität geschaffen hat. Die Aussichten auf eine gehobene mtwirtschaftlichkeit eines aus Einheitslokomotiven be- enden Parks können aus den bislang vorliegenden Er- ngen erst aus Einzelwerten beurteilt werden, da in der und sich auch im Preis bemerkbar machen. Für den Betrieb kann der kleine Park der verfügbaren Einheitslokomotiven (~ 24100 alte Lokomotiven und 520 Einheitslokomotiven) im ganzen keine fühlbare wirtschaftliche Entlastung bedeuten, wobei andererseits die üblichen kleinen Störungen durch Mängelbehebung der Neukonstruktionen hinzukommen. Für die Ausbesserung sind durch die Typenzahlvermehrung und den Anfall neuer Ersatz- und Ausbesserungsteile — wenn diese auch innerhalb der Einheitslokomotiven einheitlich durchgebildet sind — Übergangsschwierigkeiten unvermeidlich.

Andererseits sollen die folgenden Angaben die Verbesserung der Lokomotivwirtschaft der Reichsbahn mit zunehmender Durchsetzung des Parks mit Einheitslokomotiven dartun. Auf die Entwickelung der Beschaffungskosten soll hier nicht näher eingegangen werden. Es soll nur der Hoffnung Ausdruck gegeben werden, daß der Lokomotivindustrie bald durch Nachbeschaffung in lohnenden Stückzahlen die Möglichkeit der Ausnutzung der gemachten Kapitalanlagen gegeben wird und eine Entschädigung für die mit großem Kostenaufwand und rückhaltloser Preisgabe aller Erfahrungen durchgeführten Vereinheitlichungsarbeiten. Für den Betrieb kann aus den vorliegenden Versuchsergebnissen*) der Schluß gezogen werden, daß die getroffenen Maßnahmen zur Hebung des Lokomotivwirkungsgrades wirksam waren, liegen doch die Gesamtwirkungsgrade zwischen 8 und 10% je nach Type bzw. Leistung und Geschwindigkeit und kommt dies in den angegebenen Kohlenverbrauchswerten (Zusammenstellung 9) am eindringlichsten zum Ausdruck. Hinsichtlich der Laufleistungen ist erwähnenswert, daß beispielsweise die 01-Lokomotive 432 und 539 km im regelmäßigen schweren Schnellzugdienst durchfährt. Bis zur ersten Hauptausbesserung wurden folgende Kilometerleistungen erzielt (Zusammenstellung 10). Zur Beurteilung der Ausbesserungswirtschaftlichkeit kann vorerst nur der erzielte Vereinheitlichungserfolg angezogen werden. Außerdem soll Textabb. 2 zeigen, wie sich dieser rein in der Zahl der Zeichnungen**) schon auswirkt, wobei zu beachten ist, daß mit fortschreitender Durchbildung der geplanten Typen die Ausnutzung der vorliegenden Zeichnungssätze immer besser wird. Wie groß die durch die Vereinheitlichung erzielte Ersparnis an Einrichtungen ist, zeigt

*) Vergl. den im II. Teil des Fachheftes zum Abdruck gelangenden Aufsatz von Prof. Nordmann.
**) Die Zeichnungsaufteilung erfolgt nach LON 2 und 3.

augenfällig der Bohrlehrenbedarf (Textabb. 3), wie er den T. V. L. entsprechend vorgeschrieben ist. Für alle anderen Einrichtungen (wie Modelle und Gesenke) sowie Werkzeuge und Lehren ist die Auswirkung ebenso günstig. Die Aus-

Zusammenstellung 10.
Laufleistung bis zur ersten Hauptausbesserung.

| | Einheitslokomotiven | | Alte Bauarten | |
|---|---|---|---|---|
| Bauart | 01 | 44 | 17 10 | 58 10 |
| Alte Länder-bezeichnung | — | — | S 10 1 | G 12 |
| Benennung | 2 C1—h 2 S 20 | 1 E—h 3 G 20 | 2 C—hv 4 S 17 | 1 E—h 3 G 16 |
| Laufleistung km [1]) | 182 000 [2]) | 182 800 | 115 000 | 70 000 |

[1]) Mittelwerte.

[2]) Die Mittelwerte dürften tatsächlich viel höher werden, da z. B. fünf Lokomotiven schon über 260 000 km gelaufen sind, ohne die erste Hauptausbesserung gehabt zu haben.

besserungskosten mit beispielsweise 251.— ℛℳ je 1000 Lok motivkilometer für die Bauart 01 bleiben weit unter de Reichsdurchschnitt mit 324.— ℛℳ*), wobei besonders beachten ist, daß Mängelbehebungen der Erstbauarten u Sonderprogrammdurchführungen einen gewissen Teil die Kosten ausmachen.

Es soll zum Schluß nicht versäumt werden darauf h zuweisen, daß die bis jetzt erfolgte Durchbildung von Einhei typen an sich noch keinen wirtschaftlichen Erfolg bedeut Dieser kann auf die Dauer in dem Umfange, wie ihn die machten Anstrengungen verdienen und versprechen, r erzielt werden, wenn einerseits der eingeschlagene Weg weit beschritten und eine Verwilderung des umfangreichen Zei nungsmaterial vermieden wird, was m. E. nur möglich ist, Beibehaltung der zentralisierten Bearbeitung. Andererse müssen alle diejenigen, die auf der Grundlage dieser schöp rischen Arbeit weiterbauen (Hersteller, Bahnbetrieb und A besserung) auch ihrerseits alle Anstrengungen machen, um an Hand gegebenen Möglichkeiten zu verwirklichen.

*) Siehe „Die Reichsbahn" Nr. 24 von 1929, S. 461.

## 1 D-Auspuff-Turbinenlokomotive Bauart Ljungström.

Hierzu Abb. 2. Tafel 12.

Die Oxelösund-Flen-Westmanlands-Eisenbahn hat bei Nydquist und Holm in Trollhättan zwei Ljungström-Turbinenlokomotiven in Auftrag gegeben, die sich von den bisher gebauten Ljungström-Lokomotiven insofern sehr wesentlich unterscheiden, als sie nicht wie diese mit Niederschlag arbeiten. Die Turbine liegt, wie aus der Abb. 2, Taf. 12 ersichtlich ist, quer vor der Rauchkammer; die Kraft wird über ein Getriebe mit Blindwelle auf die Kuppelachsen übertragen. Die Bauart dieser Teile entspricht der bei den früheren Ljungström-Lokomotiven mit dem Unterschied, daß bei diesen der ganze Antrieb auf dem Tenderfahrzeug angeordnet ist.

Der Kessel erzeugt Dampf von 13,5 at Überdruck. Beim Eintritt in die Turbine beträgt der Dampfdruck 11,9 atü, beim Austritt aus derselben etwa 0,42 atü. Auch die Bauart des Kessels entspricht im wesentlichen derjenigen bei den mit Niederschlag arbeitenden Lokomotiven der Schwedischen Staatsbahnen und der London, Midland and Scottish Railway. Jedoch ist die Überhitzerheizfläche mit 100 m² — und damit auch die Temperatur des Heißdampfes — wesentlich größer als bei diesen und auch die Gesam Heizfläche ist mit 250 m² etwas größer gewählt. Die Rostfläc beträgt demgegenüber nur 3,0 m².

Die letzte, für die Schwedischen Staatsbahnen geba Lokomotive besitzt nur 72,5 m², die englische Lokomotive so nur 59 m² Überhitzerheizfläche. Die gesamte Heizfläche betr bei diesen beiden Lokomotiven 194 bzw. 210 m².

Die neuen Turbinenlokomotiven sollen Erzzüge auf steigun reichen Strecken befördern. Man erwartet dabei von ihnen a Grund ihres gleichmäßigeren Drehmomentes gegenüber einer gle schweren Kolbenlokomotive eine um etwa 25 % größere Zugkra die in der Quelle mit 21 400 kg angegeben ist. Die Baukosten soll dabei nicht höher sein, als diejenigen für eine Kolbenlokomot derselben Leistungsfähigkeit; gegenüber einer solchen soll auß dem eine Kohlenersparnis von 25 % erzielt werden.

Das Dienstgewicht der Lokomotive ist 118 t bei einem auf Kuppelräder entfallenden Reibungsgewicht von 72 t. Die grö zulässige Geschwindigkeit ist 60 km/Std. R. D

## 1 D1-h 2-Güterzuglokomotive der Georgia Northern Railway.

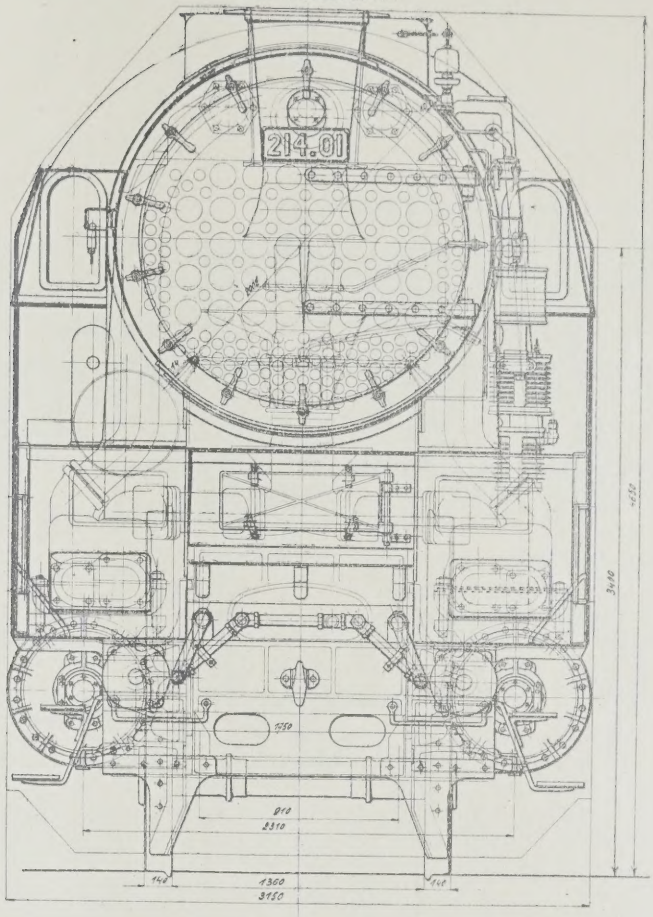
Die von den Baldwin-Werken gebaute Lokomotive ist dadurch bemerkenswert, daß man bei ihr versucht hat, in möglichst weitem Umfang Schraub- und Nietverbindungen durch Schweißarbeit zu ersetzen. So sind sämtliche Querverbindungen der Rahmen aus Stahlguß gefertigt und mit den Rahmenwangen verschweißt, ebenso die Pufferbohlen an der Lokomotive und am Tender sowie die zur Befestigung der Gleitbahnen, der Steuerwellenlager, Bremsgehänge usw. dienenden Teile. Auch die Laufblechträger sind angeschweißt, so daß der ganze Rahmen nur für die Befestigung der Dampfzylinder und der Achsgabelstege Schrauben aufweist. Führerhaus und Tenderkasten sind ebenfalls vollständig geschweißt und haben damit ein glatteres, gefälligeres Aussehen gewonnen. Schließlich sind am Tenderrahmen noch die Drehzapfenlager, der Bremszylinder und die Teile zur Aufhängung der Bremshebel angeschweißt, so daß der ganze Tender beinahe gar keine Niet- und Schraubverbindungen mehr aufweist.

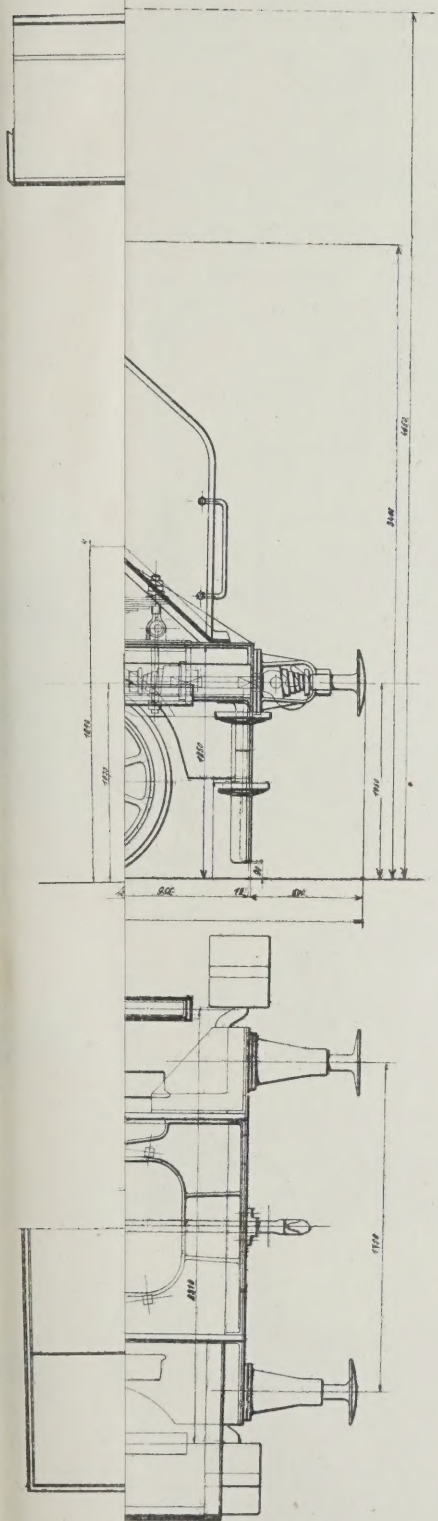
Wenn man mit der neuartigen Herstellungsweise auch zunächst den Aufbau der Lokomotive hat vereinfachen und die mancherlei aus der Verwendung von Schraub- und Nietverbindungen sich ergebenden Anstände hat verhüten wollen, so scheint dabei doch auch das in Amerika neuerdings häufiger bemerkbare Bestreben mitgespielt zu haben, das Aussehen der Lokomotive zu verbessern und damit für die Bahn zu werben. Die beschriebene Lokomotive ist aus diesem Grund auch leuchtend blau gestrich die Zylinderbekleidung und die Bänder der Kesselbekleidung s aus Monelmetall, die Treib- und Kuppelstangen sind polit Die Hauptabmessungen der für amerikanische Verhältnisse s leichten Lokomotive sind nachstehend zusammengestellt:

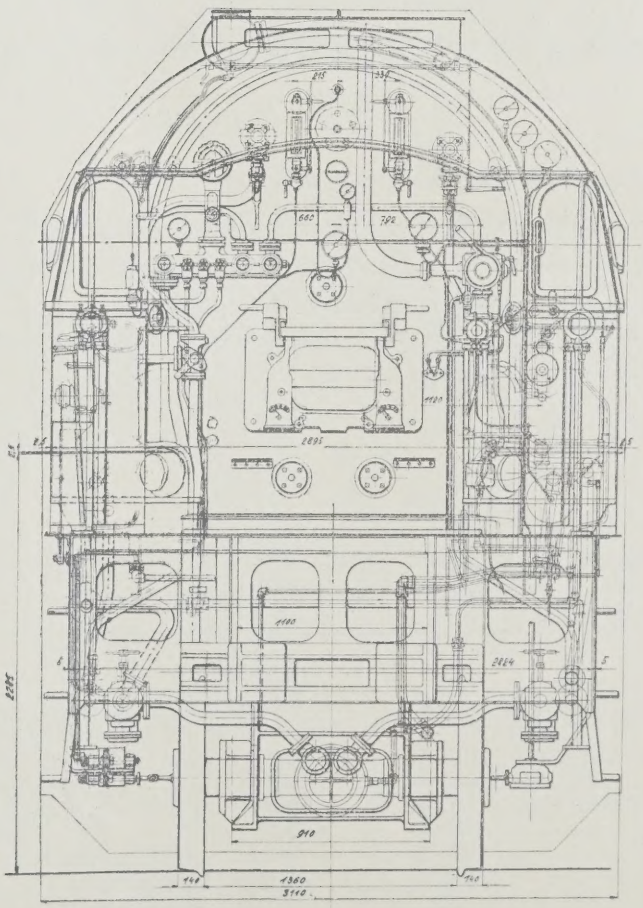
| | |
|---|---|
| Kesselüberdruck p | 14,1 at |
| Zylinderdurchmesser | 508 m |
| Kolbenhub | 711 „ |
| Kesseldurchmesser, innen, vorn | 1626 „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2515 „ |
| Verdampfungsheizfläche | 231,3 m² |
| Heizfläche des Überhitzers | 56,0 „ |
| Heizfläche im ganzen | 287,3 „ |
| Rostfläche | 3,85 „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1448 m |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 4648 „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 9550 „ |
| Reibungsgewicht | 61,8 t |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 85,9„ |
| Dienstgewicht des Tenders | 63,6„ |
| Vorrat an Wasser | 26,5 m³ |
| Zugkraft Z (nach der Quelle) | 15100 kg |

(Railw. Age 1929, 1. Halbj., Nr. 26.) R. I

Stirnansicht.

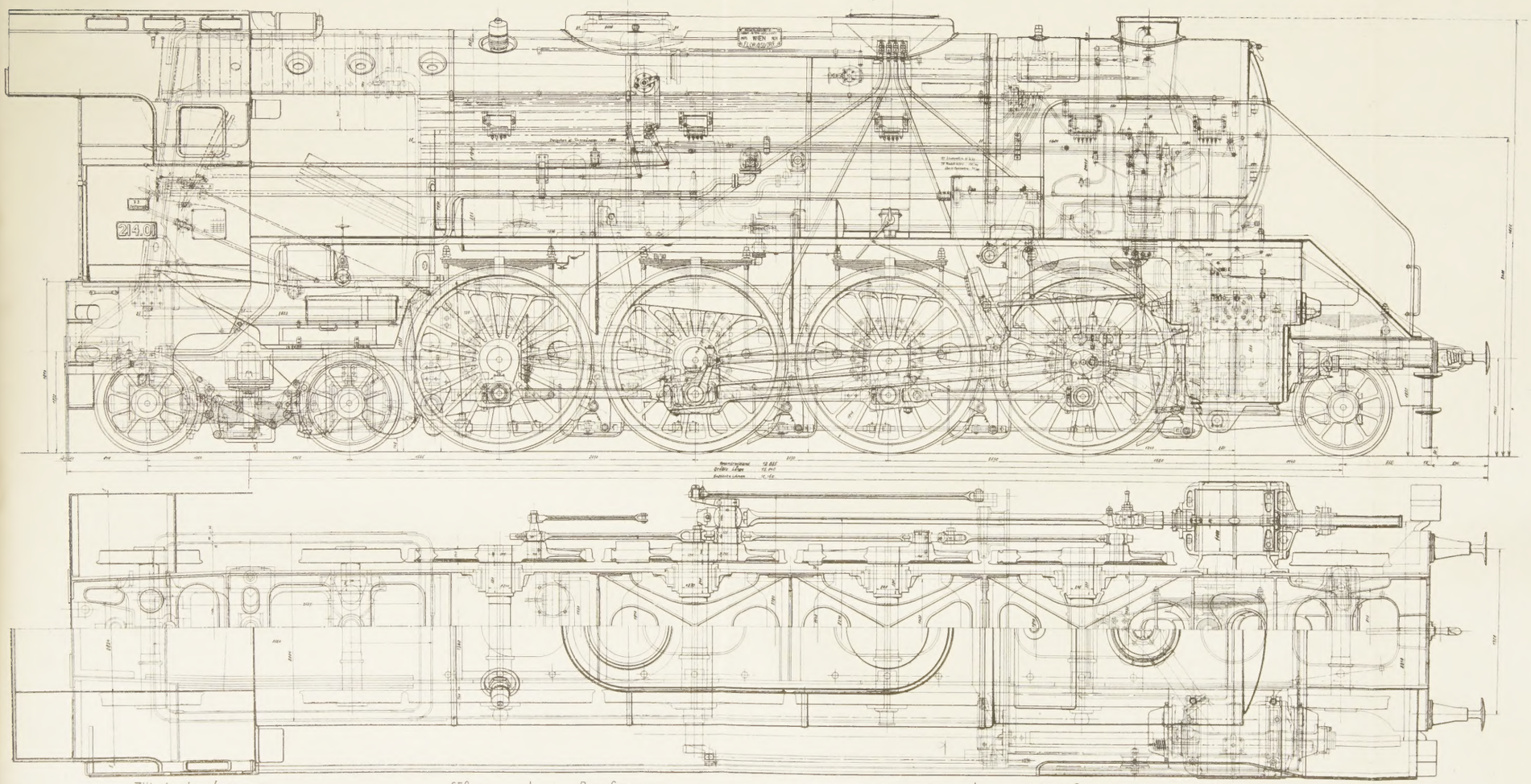


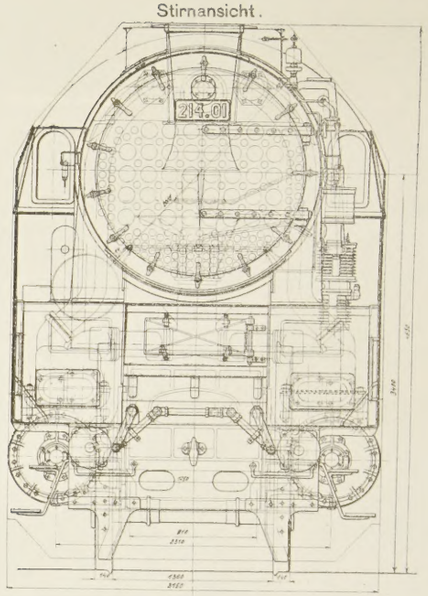


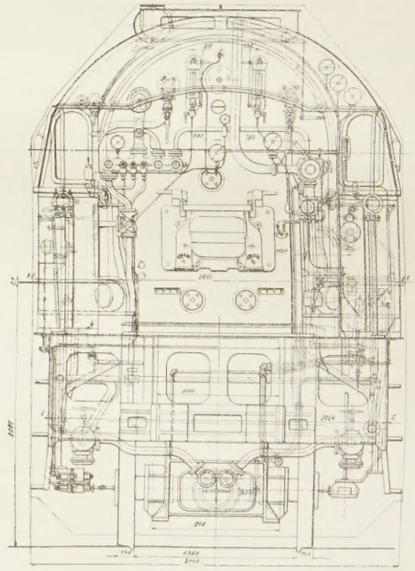
Rückansicht.

# Zum Aufsatz: Die 1D2 Schnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen.




Stirnansicht.



Rückansicht.

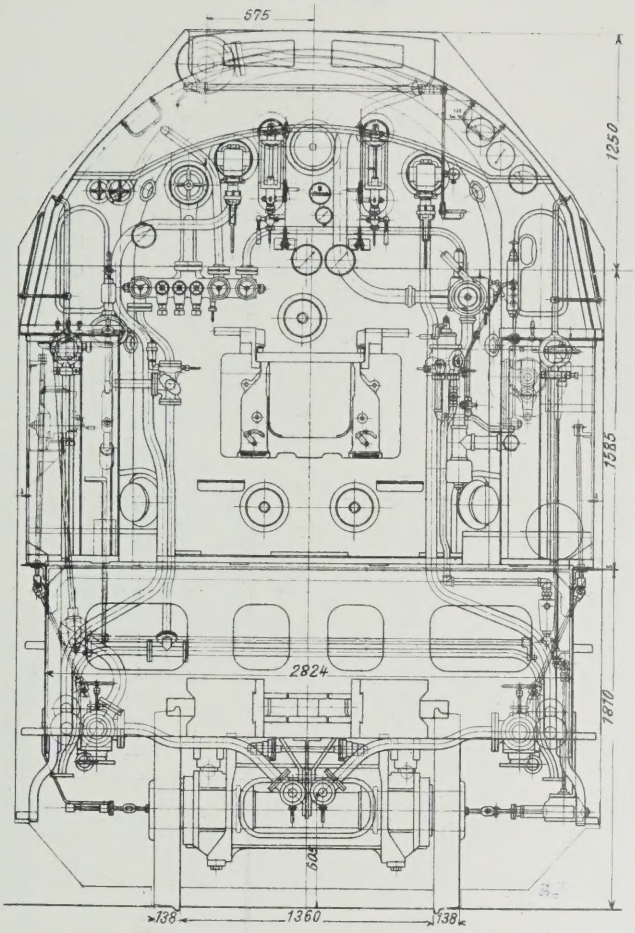
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Zylinderdurchmesser | 650 mm | Dampfspannung | 15 At | Zahl der Rauchrohre | 38 |
| Kolbenhub | 720 „ | Rostfläche | 4,72 m² | „ „ Siederohre | 151 |
| Treibraddurchmesser (50 mm Radreifenstärke) | 1900 „ | Heizfläche der Feuerbüchse, wasserberührt | 18,8 „ | Durchmesser der Rauchrohre | 135/143 mm |
| Laufraddurchmesser ( „ „ ) | 994 „ | „ „ Siederohre, „ | 162,2 „ | „ „ Siederohre | 51,5/57 „ |
| Fester Radstand | 4,140 „ | „ „ Rauchrohre, „ | 102,5 „ | Reibungsgewicht | ca 72 t |
| Gesamtradstand | 12,635 „ | „ „ Kessels, „ | 283,5 „ | Leergewicht | 107,2 t |
| | | „ „ Überhitzers, | 91,0 „ | Dienstgewicht | 118 t |
| | | | | Höchstgeschwindigkeit | 100 km/h |

**1D2 Heißdampf-Zwillings-Schnellzuglokomotive der Österreichischen Bundesbahnen.**

C. W. Kreidel's Verlag, München.

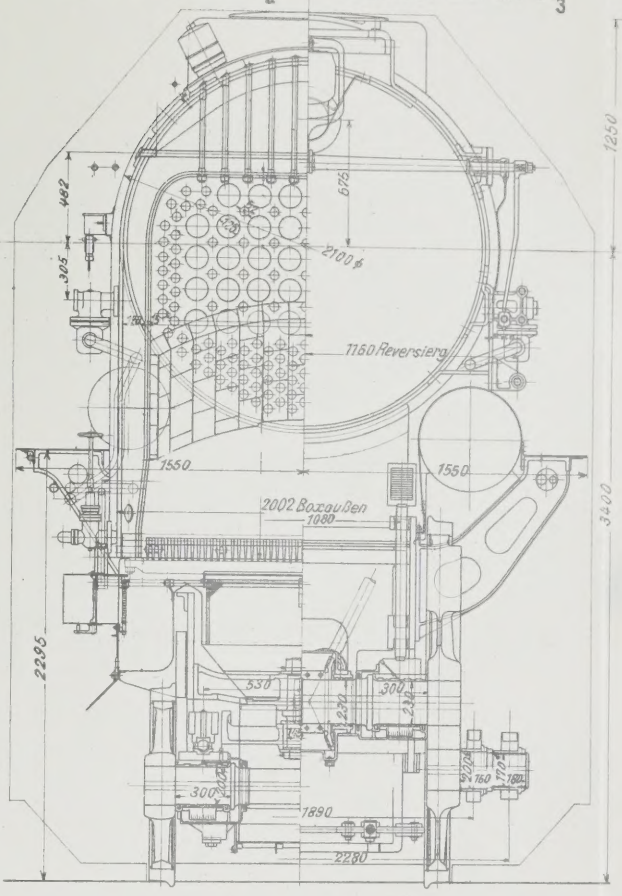
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Rückansicht.

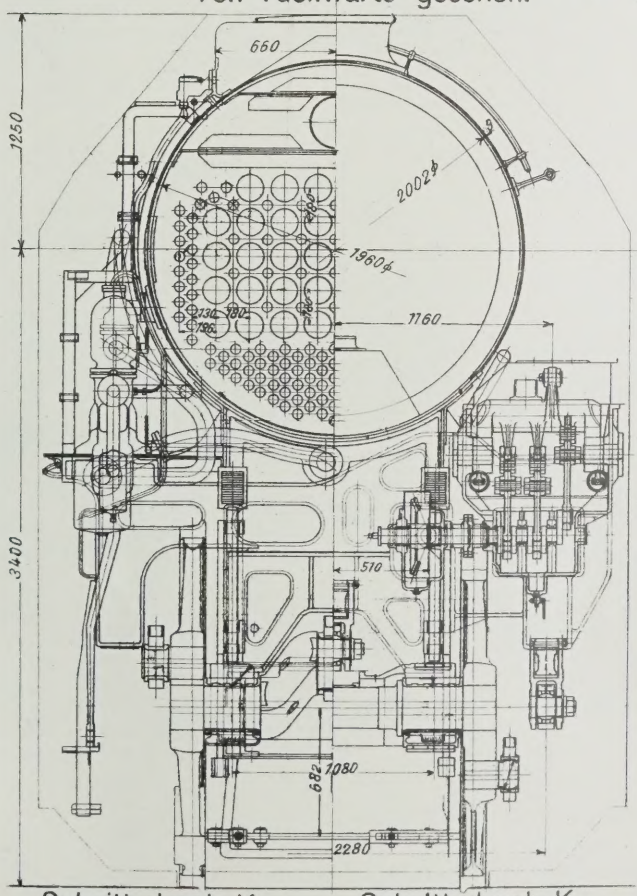



Von rückwärts gesehen.

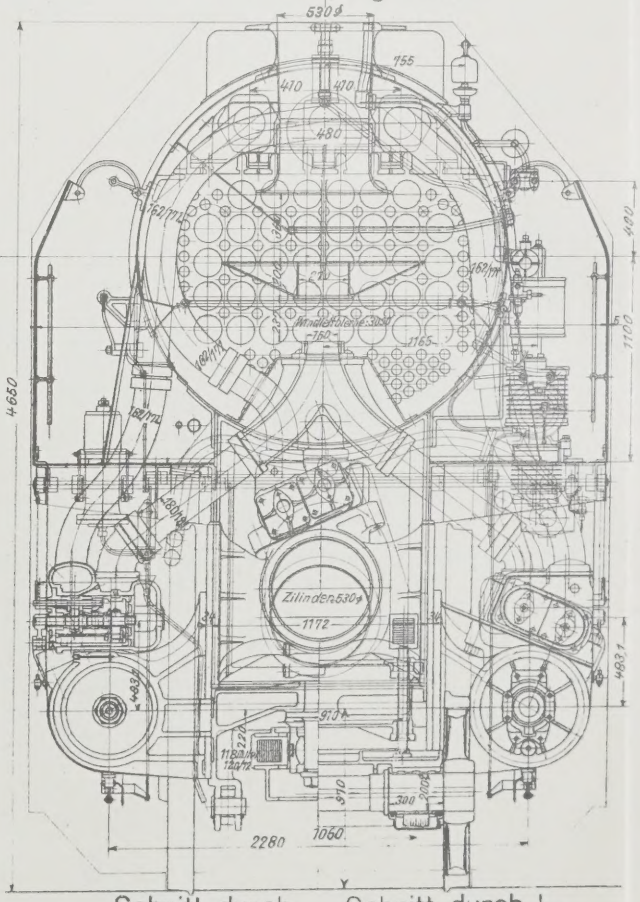
Schnitt durch $L_2$ | Schnitt durch $K_3$




Von rückwärts gesehen.




Von vorne gesehen.

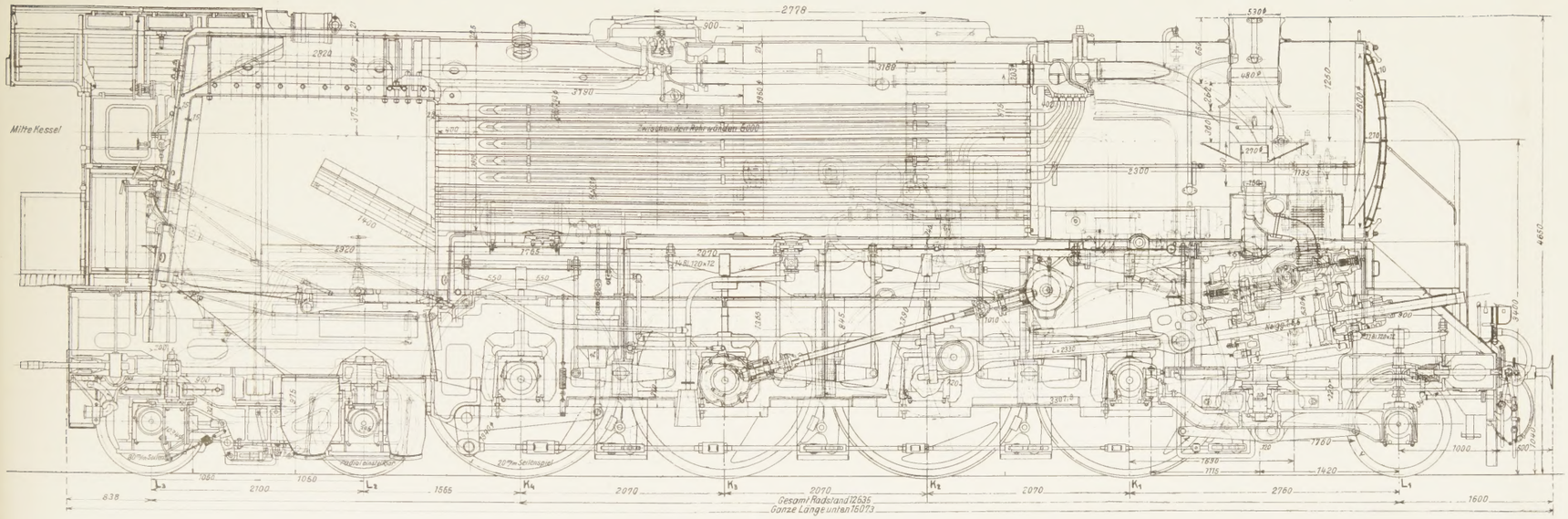


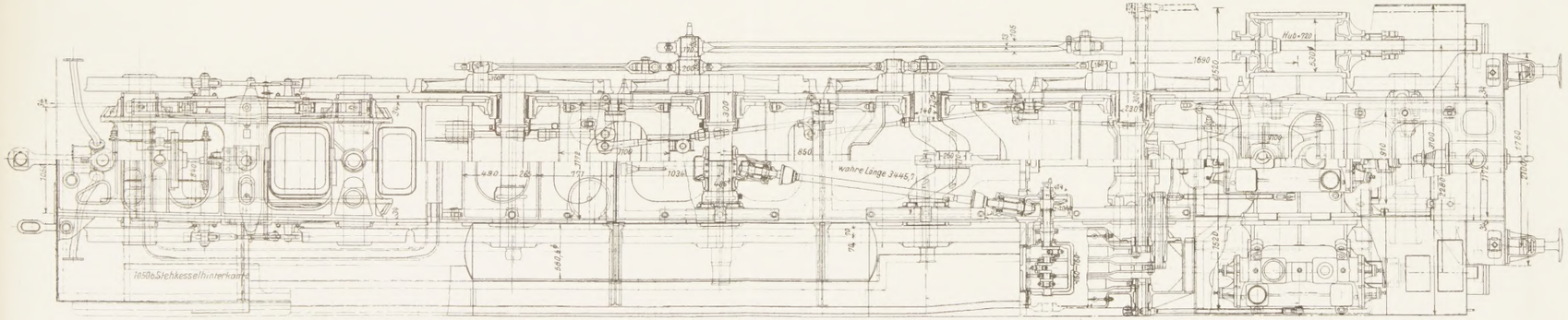

Schnitt durch $K_2$ | Schnitt durch $K_1$ und Steuer-Kurbelwelle.

Schnitt durch Mitte Zylinder. | Schnitt durch $L_1$

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

## Zum Aufsatz : Die 1 D 2 Schnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen.

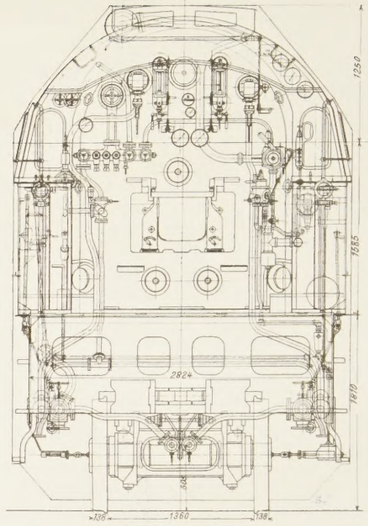


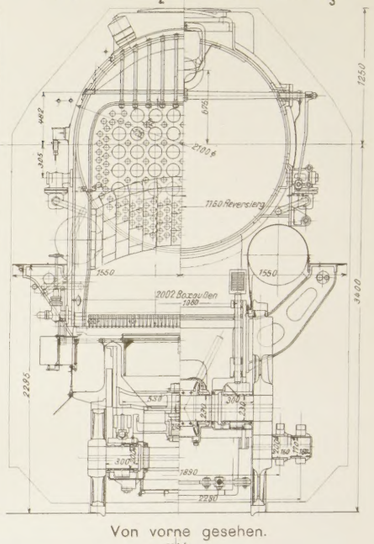

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Zylinderdurchmesser | 530 mm | Dampfspannung | 15 Atm. | Heizrohre | 151 Stück 515/57 mm ϕ |
| Kolbenhub | 720 „ | Rostfläche | 4,12 m² | Rauchrohre | 38 „ 135/143 „ „ |
| Treibraddurchmesser bei 50 mm Radreifenstärke | 1900 „ | Heizfläche der Feuerbüchse | 18,8 „ | Reibungsgewicht | 72 t |
| Laufraddurchmesser „ „ „ „ | 994 „ | Heizfläche der Heizrohre | 162,2 „ | Leergewicht | 108 „ |
| Fester Radstand | 2070 „ | Heizfläche der Rauchrohre | 102,5 „ | Dienstgewicht | 118,6 „ |
| Gesamtradstand | 12635 „ | Verdampfungsheizfläche | 283,5 „ | Höchstgeschwindigkeit | 100 km/st. |
| ganze zwischen Puffer und Stossplatten | 15073 „ | Überhitzerheizfläche | 91,8 „ | | |

**1 D 2 Heißdampf-Drillings-Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.**

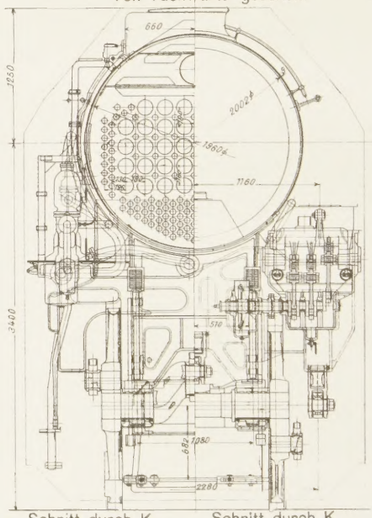
Rückansicht.



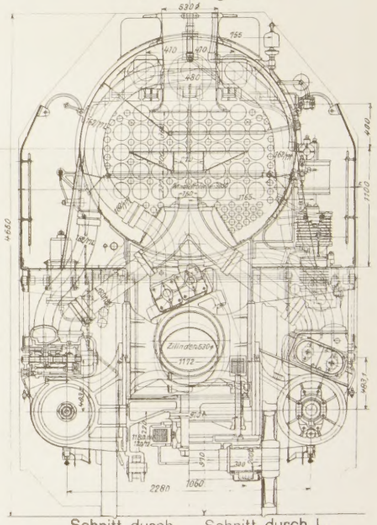
Von rückwärts gesehen.
Schnitt durch $L_2$ Schnitt durch $K_3$




Von rückwärts gesehen.



Von vorne gesehen.



Schnitt durch $K_2$ Schnitt durch $K_1$ und Steuer-Kurbelwelle.

Schnitt durch Mitte Zylinder. Schnitt durch $L_1$

C. W. Kreidel's Verlag, München.
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Die 1-D-2 Schnellzuglokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen.

Von Oberbaurat **Lehner**, Wien.

Hierzu Tafel 10 und 11.

Die gänzliche Umwandlung der wirtschaftlichen und tlichen Verhältnisse nach Beendigung des Weltkrieges te auch eine zwangläufige Umstellung des Verkehrs der rreichischen Eisenbahnen zur Folge. In der Kriegs- und kriegszeit war der von der Hauptstadt Wien ausgehende kehr sowohl was Personen, als auch Güter anbelangt, herrschend nach Norden und Nordwesten gerichtet, während in der Richtung Ost-West und nach Süden verlaufende kehr erst in zweiter Linie in Frage kam. Durch den Zumenbruch und die Schaffung der Nationalstaaten wurde österreichische Verkehr zu einer mehr oder weniger ausrägten westlichen Orientierung gezwungen. Die nähere ache zu dieser Einstellung ist in der hauptsächlich ostlichen Ausdehnung der österreichischen Republik und in Umstande zu suchen, daß die neu gegründeten Nationalten durch die Schaffung hoher Zoll- und Paßschranken ler österreichischen Wirtschaft sehr schwer, ja teilweise ar unmöglich machten ihre alten Absatzgebiete auch erhin mit Waren zu versorgen, oder auf dem Gebiete dieser Staaten sich neue Absatzmöglichkeiten zu suchen. war daher auch für die österreichische Eisenbahnverwaltung g, diesen geänderten Verhältnissen durch Umstellung entsprechende Ausgestaltung des Verkehrs Rechnung tragen. In erster Linie mußte das Verkehrs- und Zugerungsproblem für die von Wien nach Westen verlaufende ie der Westbahn einer Lösung zugeführt werden. Während Zeit der Monarchie diese Linie hauptsächlich Inlands-, Vergnügungsreiseverkehr zu bewältigen hatte, ging nach Kriegsende fast der gesamte nach Deutschland gerichtete sonen- und Güterverkehr der früher zum größten Teil r die Gebiete der heutigen Tschechoslowakischen Republik nkt wurde, auf sie über. Dem stark gesteigerten Deutschverkehr auf dem hügeligen Gelände der Westbahnke mußten in erster Linie die Zugförderungsmittel epaßt werden. Zweck dieser Zeilen soll es nun sein zu en, in welcher Weise die Bundesverwaltung den an sie ellten Aufgaben gerecht zu werden sucht und welche ägungen für die Entschließungen dieser Verwaltung maßend waren.

Bis in die letzten Jahre wurde der gesamte Schnellzugkehr in der Strecke Wien—Passau und Wien—Linz durch 1-C-2 Heißdampf-Verbund-Schnellzuglokomotive der he 310 und die 2 D Heißdampf-Zwillings-Schnellzugmotive der Reihe 113 bewältigt, deren Abmessungen aus tabb. 1 und 2 zu ersehen sind. Den Güterverkehr besorgten besorgen auch heute E-, 1 D- und 1 E-Lokomotiven veredener Bauarten (Reihe 80, 170, 270 und 81), auf welche Rahmen dieser Ausführungen nicht weiter eingegangen den soll, da sie zum Großteile aus der Literatur bekannt sind derzeit auch an ihren Ersatz auf der in Frage kommenden tbahnstrecke noch nicht gedacht wird, zumal sie für die ältigung des Güterzugdienstes noch vollkommen ausreichen. ız anders liegen die Verhältnisse für die beiden Schnellzugmotiven Reihen 310 und 113. Als diese Lokomotiven struiert wurden, konnte man noch mit Höchstbelastungen Schnellzüge von 400 bis 450 t rechnen. Dabei wurden die gelstrecken von $10^0/_{00}$ Steigung mit Geschwindigkeiten bis 40 km/Std. befahren. Die Fahrzeiten der Züge waren so ellt, daß mit einer Lokomotive pro Zug das Auslangen nden werden konnte und Vorspann- oder Schiebedienst Rampen und bei der Ausfahrt aus Stationen nur ausnahmsse nötig waren. Als jedoch nach und nach der größte Teil Reiseverkehrs nach Deutschland über Passau statt wie früher über die nach Norden führenden Linien geführt werden mußte, stieg das Zuggewicht bald auf 500 bis 550 t, außerdem mußte die Fahrzeit der Züge stark gekürzt werden. Dies zwang bald zur dauernden Verwendung von Vorspann- und Schiebelokomotiven. Stark fiel dabei ins Gewicht, daß auf ausgedehnten Streckenteilen infolge der kurvenreichen Anlage der Bahn Geschwindigkeitseinschränkungen vorgeschrieben sind. Man hat daher mit häufigen Abbremsungen und darauffolgenden starken Beschleunigungen der Schnell- und D-Züge zu rechnen. Um den damit verbundenen Zeitverlust wettzumachen, können zwei Wege eingeschlagen werden.

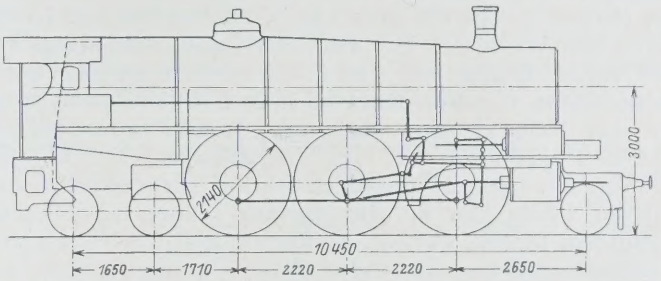



Abb. 1. 1 C 2 Vierzylinder-Heißdampf-Verbund-Schnellzuglokomotive Reihe 310 der Österreichischen Bundesbahnen.

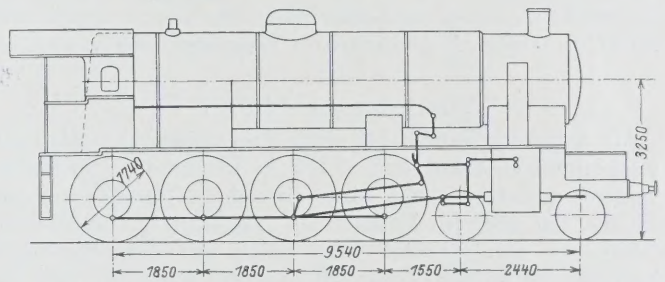



Abb. 2. 2 D Heißdampf-Zwillings-Schnellzuglokomotive Reihe 113 der Österreichischen Bundesbahnen.

1. Steigerung der Höchstgeschwindigkeit auf den hierzu geeigneten Streckenteilen.

2. Größtmögliche Erhöhung der Beschleunigung beim Anfahren in Stationen und nach der Durchfahrt durch Streckenabschnitte, die Geschwindigkeitseinschränkungen verlangen. Damit ist meist auch die Möglichkeit einer Erhöhung der Höchstgeschwindigkeit in hierzu geeigneten Streckenabschnitten gegeben.

Jeder dieser beiden Wege verlangt eine eigene Schnellzuglokomotivtype.

Entschließt man sich zur Steigerung der Höchstgeschwindigkeit allein, so braucht man eine großrädrige Lokomotive, welche mit Rücksicht auf die im Betriebe zu erwartenden Lagerabnützungen bei Zugrundelegung eines Achsdruckes von 16 bis 18 t zweckmäßig mit drei gekuppelten Achsen auszuführen wäre. Man erhält also eine Lokomotive mit hoher Dauergeschwindigkeit und mäßigem Beschleunigungsvermögen. Legt man aber auf letzteres großen Wert, so ergibt sich eine vierfach gekuppelte Lokomotive deren Kupplräder gegenüber der dreifach gekuppelten Maschine von kleinerem Durchmesser sein werden. Diese Lokomotive wird also wirtschaftlich nur mit kleineren Höchstgeschwindigkeiten als die dreifach gekuppelte Lokomotive verkehren können, da mit größeren Triebwerksabnützungen bei gleichen Umdrehungszahlen zu rechnen sein wird.

Alle diese Erwägungen führten vorerst zum Entwurfe zweier Schnellzuglokomotiven mit zunächst 16 t höchstem Achsdruck. Es handelt sich dabei um eine dreifach und eine vierfach gekuppelte Heißdampf-Drillings-Lokomotive mit vorlaufendem Krauß-Helmholtz-Drehgestell und nachlaufendem Drehgestell eigener Bauart, auf welche später noch zurückgekommen werden soll. Für beide Lokomotivbauarten wurden die Zugkraftschaubilder bestimmt und aus diesen unter Berücksichtigung aller Strecken- und Verkehrsverhältnisse der Linie Wien—Salzburg iene Fahrordnung errechnet. Es ergibt sich für einen Zug von 550 t für die dreifach gekuppelte Lokomotive eine Fahrzeit von 5 Stunden 8 Minuten bei Erreichung einer Höchstgeschwindigkeit von ungefähr 92 km/Std. Die vierfach gekuppelte Lokomotive kann die gleiche Strecke unter denselben Verhältnissen in 4 Stunden 15 Minuten zurücklegen und überschreitet dabei die Stundengeschwindigkeit von 100 km, welche sie auch nur in kurzen Strecken einzuhalten braucht, nicht. Mit den bestehenden Schnellzuglokomotiven der Reihen 310 und 113 wird diese Strecke unter Zuhilfenahme von Vorspann- oder auch Schiebelokomotiven auf den Rampen und bei der Ausfahrt aus gewissen Stationen in der Zeit von 5 Stunden 15 Minuten zurückgelegt. Die Zeitersparnis der neu entworfenen Lokomotiven würde also für die dreifach gekuppelte Maschine 7 Minuten, für die vierfach gekuppelte Lokomotive dagegen 1 Stunde betragen. Auf Grund dieser Überlegung entschloß man sich grundsätzlich für den Bau einer vierfach gekuppelten Lokomotive. Es waren nun noch die Frage der Achsfolge und Laufwerksanordnung und die Frage der Zylinderzahl zu lösen, nachdem man sich von vornherein auf einstufige Dampfausdehnung festgelegt hatte.

### Wahl der Achsfolge.

Als Achsfolge kamen bei einer Schnellzuglokomotive nur die Anordnungen 2 D 1 oder 1 D 2 in Betracht. Die erstere Achsfolge gestattet wohl eine einfachere Ausbildung des Rahmens, hat aber für Bahnen mit beschränkten Achsdruckverhältnissen den Nachteil, daß meist mit dem zulässigen Achsdruck der letzten Achse, in unserem Falle zur Zeit des Entwurfes 16 t, nur sehr schwer das Auslangen gefunden werden kann und außerdem die Forderung einer tiefen Stehkesselvorderwand eine etwas verwickelte Stehkesselbauart bedingt. Um diesen beiden Schwierigkeiten auszuweichen, wurde die Achsfolge 1-D-2 gewählt, die wohl auf den ersten Anblick verwickelt erscheint, aber in bezug auf Ausbildung des Kessels bei guter Führung des Fahrzeuges im Gleis große Vorteile bietet. Man ordnete daher die Achsen folgendermaßen an. Die führende Laufachse ist mit der ersten Kuppelachse zu einem Krauß-Helmholtz-Drehgestell vereinigt, dessen Drehzapfen Seitenspiel und Federrückführung erhielt. Es folgen die drei übrigen gekuppelten Achsen mit Lagerung im Rahmen und sodann unter dem Stehkessel das rückwärtige Drehgestell, über dessen Einstellbarkeit folgendes gesagt sei. Da von Haus aus an den Bau zweier Probelokomotiven gedacht war, wollte man bei dieser Gelegenheit gleich zwei verschiedene Drehgestellbauarten erproben. Die eine Bauart hat mittleren Drehzapfen zwischen den Achsen, mit Seitenspiel und Federrückführung, während bei der zweiten Bauart der feste Drehzapfen über der vorderen Drehgestellachse angeordnet ist. Die Einstellung dieses Drehgestells in die Gerade bei Rückwärtsfahrt der Lokomotive wird durch zwei Rückstellfedern, die über der hinteren Drehgestellachse angreifen, bewirkt. Anlaß zu dieser Ausführung gab die Tatsache, daß die 1-C-2 Schnellzuglokomotive der Österreichischen Bundesbahnen beim Einfahren in Gleisbogen mit ihrem rückwärtigen Ende, das auf einem zweiachsigen Deichselgestelle ruht, stark ausschwingt und so einen etwas unruhigen Lauf beim Einfahren in Bögen zeigt. Um dieses lästige Ausschwingen zu verhindern, hat ma zwei Mittel: den Drehzapfen möglichst weit nach hinten z verlegen, oder die Schwingung durch eine seitlich nicht ver schiebbare, möglichst weit rückwärts gelagerte Achse au zunehmen. Wegen der großen Länge der Lokomotive mu aber in beiden Fällen für eine gute statische Kurvenläufigke vorgesorgt werden. Dies geschah beim Drehgestell m mittlerem Drehzapfen durch Seitenverschiebbarkeit desselbe und Federrückführung, bei der seitlich nicht verschiebbare Laufachse dadurch, daß man sie zwangläufig radial einstell was eben durch die Anordnung eines Drehgestells ermöglich wird, dessen fester Drehzapfen über der zur Führung bestimmte Achse angeordnet ist. Von dem Lauf dieser Drehgestell wird es abhängen, welche der beiden Bauarten bei Nach bestellungen der Lokomotive zur Verwendung kommt.

### Wahl der Zylinderzahl.

Wie schon oben erwähnt, legte man sich wegen der ei facheren Bauart und der einfacheren Vorratshaltung d Ersatzbestandteile gleich vom Anfang an auf einstufige Damp dehnung fest. Man hatte daher noch zwischen Zwillings Drillings- oder Vierlingsanordnung zu wählen. Die letzte Bauart kann wegen der zweifach abgekröpften Treibachs die erfahrungsgemäß nur schwer gut herzustellen ist und auc sehr teuer zu stehen kommt, nicht in Frage. Zu entscheid war daher nur zwischen den ersten beiden Bauarten, der Vor- und Nachteile eingehend zu untersuchen waren. Vorte der Zwillingsanordnung sind ihre Einfachheit und die geringe Anzahl ihrer Einzelteile. Nachteile sind bei so starken Lok motiven wie die hier behandelten, die großen Stangenkräft der schwer befriedigend ausführbare Massenausgleich und d größeren und damit auch schwereren Steuerungsorgane. De gegenüber hat die Drillingsanordnung den Vorteil der kleiner Stangenkräfte, des weitgehend durchführbaren Masse ausgleiches, des gleichmäßigen Drehmomentes und der ihren Abmessungen und Gewichten kleiner werdend Steuerungsteile. Nachteile der Drillingsanordnung sind d größere Zahl der Getriebeteile, die verwickeltere Bauart d gesamten Steuerung und die nicht außer Acht zu lassen Schwierigkeit, gut zugängliche Anschlüsse der Ein- und Au strömrohre an den Zylindern zu erhalten. Alle diese Vo und Nachteile beider Bauarten wurden gründlich untersuc und es soll in der Beschreibung der Lokomotiven und ihr Teile noch eingehend darauf zurückgekommen und au gezeigt werden, wie man bei beiden Lokomotivbauarten d Schwierigkeiten Herr zu werden suchte.

### Wahl des Raddurchmessers und Kolbenhubes.

Wie schon weiter oben ausgeführt wurde, wollte m mit den neuen Lokomotiven möglichst große Anfa beschleunigungen erzielen. Man mußte also trachten, Kolbenkräften, wie sie mit Rücksicht auf die Achs- u Stangenlagerabnützung noch zulässig sind, ein möglichst gu Übersetzungsverhältnis der Kolbenkraft auf den Radumfa zu erhalten. Weiter waren von Einfluß die Kolbengeschwind keit, welche nicht zu hoch werden sollte, sowie der Raum ü den Zylindern, in welchem bei der zur Ausführung gekommen Ventilsteuerung die ganze innere Steuerung d. i. Nocken u Übertragungshebel samt Nachstell- und Druckausgleichv richtung untergebracht werden sollte, bei möglichst einfac konstruktiver Durchbildung des Zylinders. Es mußte da für die richtige Ausbildung des Ventilkastens über dem Zylin ein genügend langer Raum vorgesehen sein. Außer die Erwägungen war auf die Wahl des Raddurchmessers n der Umstand von Einfluß, daß wenn irgend möglich, R reifen von Abmessungen zur Verwendung kommen soll wie sie bei den Österreichischen Bundesbahnen gebräuch sind. Alle diese Bedingungen führten schließlich zur W

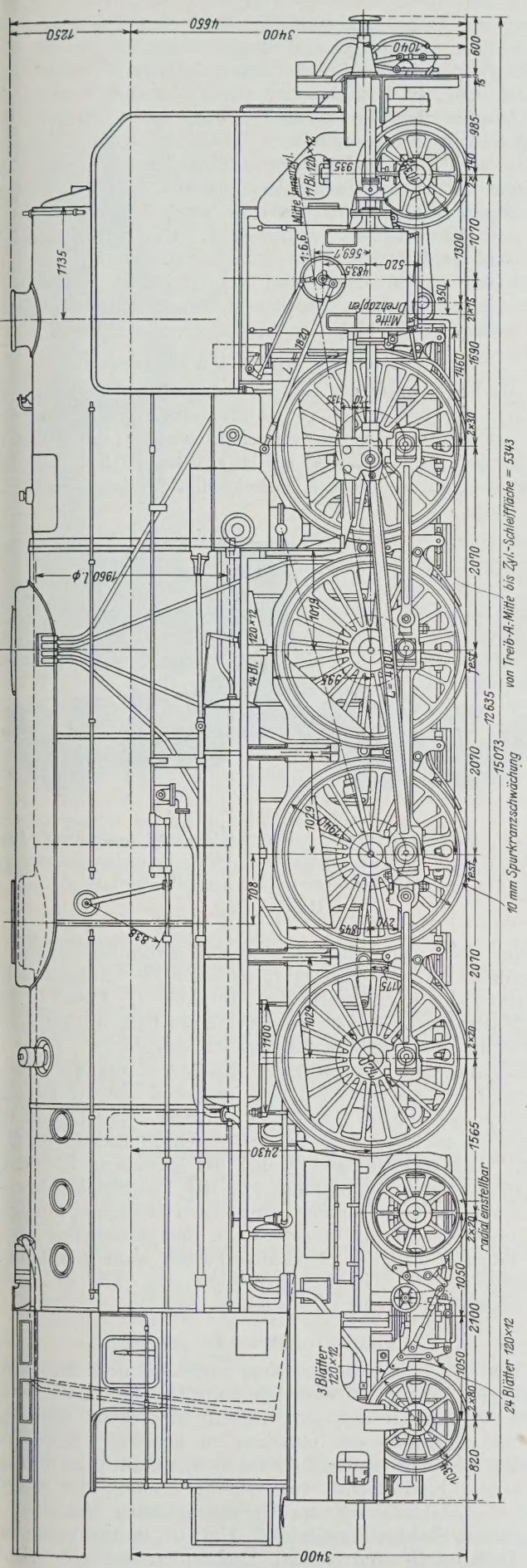



Abb. 3. 1D2 Heißdampf-Drillings-Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

eines Raddurchmessers von 1940 mm, bei einem 70 mm starken Radreifen und einem bei allen größeren Lokomotiven der Österreichischen Bundesbahnen mit Erfolg angewendeten Kolbenhub von 720 mm.

Nachdem über diese grundlegenden Ausführungspunkte Klarheit geschaffen war, konnte an die Festlegung der Heizfläche des Kessels und Überhitzers und die Bestimmung des Zylinderdurchmessers geschritten werden. Alle diese Größen sind aus nachstehender Übersicht zu entnehmen. Aus der gleichen Übersicht gehen auch die Abmessungen der projektierten dreifach gekuppelten Schnellzugslok. hervor. Zugrundegelegt wurde der Rechnung für die vierfach gekuppelte Schnellzugslok. die Forderung, einen Zug von 550 t mit 60 km Stundengeschwindigkeit über eine Steigung von $10^0/_{00}$ zu befördern. Außerdem mußte die Lokomotive fähig sein, den gleichen Zug in der Ebene in der Zeit von 2 Minuten von 60 auf 90 km/Std. zu beschleunigen. Als Höchstgeschwindigkeit war 110 km/Std. gegeben. Zur Zeit des Entwurfes durfte ein Achsdruck von 16 t nicht überschritten werden.

| | 1 C 2 Heißdampf-Drillings-Schnellzug-lokomotive | 1 D 2 Heißdampf-Drillings-Schnellzug-lokomotive | 1 D 2 Heißdampf-Zwillings-Schnellzug-lokomotive |
|---|---|---|---|
| Rostfläche . . . . . | 4,2 m² | 4,7 m² | 4,7 m² |
| Feuerrohre: Heizfläche, feuerberührt . . . . | 122 5 „ | 177 „ | 177 „ |
| Rauchrohre: Heizfläche, feuerberührt . . . . | 70,5 „ | 73 „ | 73 „ |
| Feuerbüchse: Heizfläche, feuerberührt . . . . | 18,0 „ | 18,7 „ | 18,7 „ |
| Verdampfungsheizfläche, feuerberührt . . . . | 211,0 „ | 268,7 „ | 268,7 „ |
| Verdampfungsheizfläche, wasserberührt . . . | 234,6 „ | 290,0 „ | 290,0 „ |
| Überhitzerheizfläche, dampfberührt . . . | 59,0 „ | 59,0 „ | 59,0 „ |
| Kesselüberdruck . . . | 15 at | 15 at | 15 at |
| Treibraddurchmesser bei 50 mm Radreifen . . | 2000 mm | 1900 mm | 1900 mm |
| Laufraddurchmesser bei 50 mm Radreifen . . | 1034 „ | 1034 „ | 1034 „ |
| Zylinderdurchmesser . . | 480 „ | 510 „ | 630 „ |
| Kolbenhub . . . . . | 720 „ | 720 „ | 720 „ |
| Fester Radstand . . . | 3900 „ | 5700 „ | 5700 „ |
| Gesamtradstand . . . | 10950 „ | 12500 „ | 12500 „ |
| Leergewicht . . . . . | 83 t | 98 t | 98 t |
| Dienstgewicht . . . . | 92 „ | 108 „ | 108 „ |

Erst während der Einzelkonstruktion wurde eine Erhöhung des Achsdruckes auf 18 t gestattet, was wieder eine Vergrößerung der Zylinderdurchmesser sowohl der Zwillings- als Drillingslokomotive ermöglichte. Tafel 10 und 11 sowie Textabb. 3 zeigen die endgültige Gestalt der beiden Probelokomotiven.

Bevor noch in eine Beschreibung der Maschinen eingegangen wird, sei erwähnt, daß der Bau der Zwillingslokomotive an die Wiener Lokomotiv-Fabriks A.-G., Wien-Floridsdorf, jener der Drillingslokomotive an die A.-G. der Lokomotivfabrik vorm. G. Sigl, Wiener Neustadt vergeben wurde. Alle Bestandteile wurden lehrenmäßig hergestellt. Selbstverständlich kamen die österreichischen Bundesbahnnormen zur weitgehendsten Anwendung.

In den folgenden Zeilen seien nun die einzelnen Teile beider Lokomotiven kurz beschrieben und an Hand einiger Abbildungen erläutert.

## A. Beiden Typen gemeinsame Teile.

### 1. Kessel.

Der äußere Stehkessel erhielt eine einteilige Mantelplatte, welche nur in der Gegend der Queranker und der äußersten Deckenankerreihen Blechdoppelungen erhielt, um genügend Gewindegänge für die genannten Versteifungen zu erhalten. Die kupferne Feuerbüchse ist in üblicher Weise durch Kupferstehbolzen aus gelochtem Stangenkupfer versteift. Wie bei allen für die österreichische Bundesbahnverwaltung in den letzten Jahren neu gebauten Stehkesseln wurde auch bei diesen die Stehbolzenteilung der Seitenwände ohne Absätze ausgeführt, was sich mit Rücksicht auf Flickarbeiten, welche mit alternder Feuerbüchse notwendig werden, sehr gut bewährt hat. Der Langkessel ist normaler Bauart. Um bei den 6000 mm langen Siede- und Rauchrohren die Gewähr guten Gasdurchgangs zu haben, wurde der lichte Durchmesser der Siederohre mit 51,5 mm, jener der Rauchrohre mit 135 mm gewählt. Die Größe des Wassersteges zwischen den Siederohren beträgt im Mindestfall 19 mm.

### 2. Grobausrüstung.

Die Auswaschluken und Auswaschschrauben sind nach den Normen der Österreichischen Bundesbahnen hergestellt. Als Abschlammorgane wurden Friedmannsche Abschlammschieber neuester Bauart mit geradliniger Schieberbewegung angeordnet. Zwei derartige Schieber befinden sich an den Stehkesselseiten und einer am Kesselbauch. Die Abschlammleitungen münden in einen gemeinsamen Abschlammtopf nach der Bauart der Österreichischen Bundesbahnen. Durch Verwendung dieses, die Wucht des abfließenden Kesselwassers vernichtenden Topfes, wird es möglich, die Lokomotive auf gewöhnlichem Gleis also ohne Benützung einer Putzgrube abzuschlammen. Von der Grobarmatur ist noch die rechteckige Heiztür zu erwähnen, welche nach dem Muster der Deutschen Reichsbahn nach dem Feuerraum aufklappbar ausgeführt wurde.

### 3. Feinausrüstung.

Soweit dies angängig war, verwendete man die normale Bundesbahnausrüstung. Um bei dem hohen Kessel dem Heizer die Bedienung derselben zu erleichtern, wurden alle Dampfventile in einem Stahlgehäuse, das sich auf der Stehkesseltürwand in bequem zu erreichender Lage befindet, vereinigt. Das Gehäuse steht durch eine absperrbare Leitung mit dem Dampfdome in Verbindung. Die nichtsaugenden Strahlpumpen werden durch Friedmannsche Schnellschlußventile bedient. Kohlen- und Aschenkastenspritzung besorgt ein eigener, verhältnismäßig kaltes Wasser liefernder Ejektor. Seine Druckleitung führt zu einer Ventilstation, von der aus die Verteilung des Wassers stattfindet.

### 4. Rost und Feuergewölbe.

Der Rost setzt sich aus zwei Reihen schmiedeeiserner Roststäbe zusammen, welche in der bei den Österreichischen Bundesbahnen üblichen Art an ihren Enden abgebogen sind, so daß sie in der Draufsicht ein langgestrecktes S darstellen. In Rostmitte ist ein durch eine Schraubenspindel zu kippendes Feld angeordnet. Alle Roststäbe wurden um eine größere Lebensdauer zu erreichen alitiert. Die Feuerbüchse ist mit einem mäßig langen Feuergewölbe, das sich auf einzelne in den Feuerbüchsseitenwänden eingeschraubte Bolzen stützt, ausgestattet.

### 5. Aschkasten.

Zufolge des rückwärtigen Drehgestells und der Forderung eines möglichst steifen Hauptrahmens, gestaltete sich die Ausbildung des Aschkastens etwas schwierig. Da der Rost viel breiter als der Hauptrahmen der Lokomotive ist, und außerdem der Stehkesselgrundring nur in geringer Höhe über den beiden Hauptrahmenplatten liegt, entschloß man sic den oberen Aschkasten dreiteilig, mit einem Mittel- und zw Seitenteilen auszuführen. Der ganze Aschkasten ist nic mehr, wie dies immer bei den Österreichischen Bundesbahn der Fall war, am Stehkesselgrundring befestigt, sondern sit am Hauptrahmen der Lokomotive auf. Die Luftzufuhr wi durch eine große mittlere Klappe, welche durch eine Schraube spindel vom Heizerstand aus einstellbar ist, sowie durch zw an den seitlichen Taschen angebrachte Klappen geregel Die Zugänglichkeit wird durch je zwei Ausputzklappen den seitlichen Taschen gewährleistet. Um den Mittelkast rasch und verläßlich entleeren zu können sind am Aschkaste unterteil, der im Drehgestell gelagert ist, zwei zylindrisc Bodenklappen angebracht, deren Öffnen eine vollständi Entleerung des Aschkastens ermöglicht.

### 6. Regler und Überhitzer.

Als Regler kam der bei den Bundesbahnen vielfach a geführte Zara-Regler zur Anwendung. Um eine fei Reglung der Öffnung zu erreichen, wurden die Führung rippen des großen Reglerventils so ausgebildet, daß be Heben des Ventils zunächst Dreieckschlitze freigegeben werd

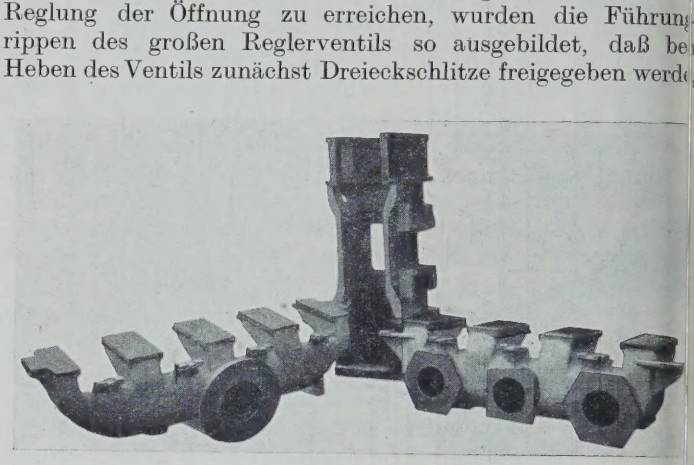


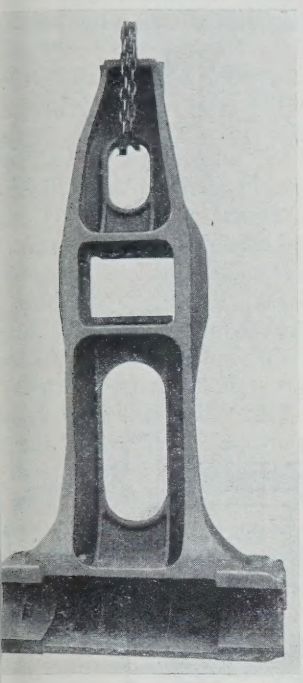
Abb. 4. Stahlgußteile (Überhitzerkasten und Lagerverbindun stück der ersten Kuppelachse) der Schnellzuglokomotiv Reihe 114 und 214 der Österreichischen Bundesbahnen, vor r Bearbeitung.

welche sich nach Maßgabe des Ventilhubes allmähl vergrößern. Vom Regler führt ein reichlich bemessenes E strömrohr zum Überhitzerkasten (Textabb. 4). Dieser ist na dem Muster der Deutschen Reichsbahn zweiteilig mit getrenn Naßdampf- und Heißdampfkammern ausgeführt. Jener r Zwillingsmaschine besitzt zwei Anschlüsse für die Dam einströmrohre zu den Zylindern, während der der Drillin maschine drei solcher Anschlüsse aufweist. Der Dampf wi in fünf Elementenreihen von zusammen 38 Elementen üb hitzt. Die rückwärtigen Enden der einzelnen Überhitz elemente reichen bis 400 mm vor die Feuerbüchsrohrwa Bei normaler Kesselleistung wird eine Dampfgeschwindigkit von ungefähr 30 bis 35 m/Sek. in den Elementen erzi Als Baustoff für den Überhitzerkasten kam Stahlguß n Verwendung, die Überhitzerelemente sind mit den ne geschweißten Umkehrenden ausgestattet.

### 7. Vorderes Deichselgestell.

Wie schon eingangs erwähnt, mußte die neue Schnellzg lokomotive vorne ein Krauß-Helmholtz-Drehgestell mit seit verschiebbaren Drehzapfen erhalten, um damit Gleisbo von 150 m Halbmesser befahren zu können. Sowohl ie Deichsel dieses Drehgestells (Textabb. 5), als auch der die La der ersten Kuppelachse verbindende Kasten, der auf er gleichen Abbildung wie der Überhitzerkasten ersichtlich st wurden aus Stahlguß hergestellt. Um eine leichte Verdreh g des Drehgestells um seinen Drehzapfen zu ermöglich

ei gleichzeitig ein Schrägstellen der vorlaufenden Achse lge Federspiels zu berücksichtigen ist, erhielt der Drehfen eine aufgeschobene Kugel, welche ihrerseits wieder von in der Deichsel verschiebbaren Deichsellager umfaßt d. Die Drehgestellrückführung bei seitlichem Zapfenausschlag besorgen zwei auf, 3 t vorgespannte, untereinander verbundene Blattfedern. Die Deichsel ist im Stahlgußkasten, welcher die beiden Lager der ersten Kuppelachse miteinander verbindet, gleichfalls durch einen Kugelzapfen geführt, dessen Lager in zwei vertikalen Gleitbahnen des Stahlgußkastens beweglich angeordnet ist. Das Federspiel der Laufachse bewirkt also eine Deichselverdrehung in senkrechter Ebene um die Kugel des mittleren Drehzapfens. Um den Einfluß einer Schrägstellung der vorlaufenden Achse auf die erste Kuppelachse und damit auf die Ruhe des Laufes der Lokomotive möglichst klein zu halten, trachtete man, die Mittelpunkte der Kugeln des mittleren Drehzapfens und des Kugelzapfens im Achslagergehäuse der ersten Kuppelachse mit der Achsmittellinie der Laufachse in eine Ebene zu legen. Beide die einwandfreie Führung der Lokomotive so maßgebenden fen des Krauß-Helmholtz-Drehgestells, sowie ihre Lager den in zuverlässiger Weise durch Preßschmierung gemiert.



b. 5. Deichsel des Drehtells der Schnellzuglokomoen Reihe 114 u. 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

### 8. Hinteres Drehgestell.

Bisher wurden in Österreich sowohl als vordere, wie auch hintere Drehgestelle im allgemeinen Drehgestelle mit hrahmen verwendet, deren Achsen jede für sich im Drehellrahmen federnd gelagert sind. Zum ersten Male wurde e Bauart bei den beiden neuen Lokomotiven verlassen auf die anderwärts vielfach mit bestem Erfolge verwendete hgestellausführung mit Schwanenhalsträgern und in teren gelagerten großen Tragfedern gegriffen. Da bei r derartigen Ausbildung der eigentliche Drehgestellrahmen als führender Teil, dagegen nicht als tragender Teil benützt l, wurde auch seine Ausbildung dementsprechend vorommen. Textabb. 6 zeigt den als ein Stück aus Stahl ssenen Rahmen.

Es soll, wie schon oben ausgeführt, bei beiden Probemotiven auch ein Versuch in bezug auf die Fahrzeugung gemacht werden. Und zwar bekam zu diesem Zwecke Zwillingslokomotive ein rückwärtiges Drehgestell mit lerem, seitlich verschiebbarem Drehzapfen mit Federführung, während die Drillingslokomotive ein Drehgestell über dessen vorderer Achse angeordnetem festen Drehen erhielt. Die Rückführungsfedern sind im ersten Falle 2,5 t vorgespannt.

Die Vor- und Nachteile beider Drehgestellbauarten sind, eit sie sich jetzt überblicken lassen, folgende:

Drehgestell mit Mittelzapfen.

Die Seitenausschläge der Lokomotive werden vorteilhaft h die Spurkränze zweier Räder auf die Schienen übertragen. Dagegen wird diese Bauart etwas schwerer und gestattet auch keine so gute Durchbildung des wichtigen Aschkastens als dies beim

Drehgestell mit vorderem festen Drehzapfen

der Fall ist. Ein Nachteil dieser Bauart ist die Übertragung der Seitenkräfte des Rahmens durch nur einen Spurkranz auf die Schienen. Der Betrieb wird zeigen, welcher der beiden Drehgestellbauarten bei Nachbestellung der Vorzug zu geben ist. Die Drehgestellrahmen wurden bei beiden Bauarten vollständig gleich ausgebildet, so daß nur der Drehzapfen in den rückwärtigen Hauptrahmenteilen, die gleichfalls bei beiden Lokomotiven entsprechend ausgebildet wurden, versetzt zu werden braucht, um von einer Drehgestellbauart auf die andere ohne viel Änderungsarbeit überzugehen.

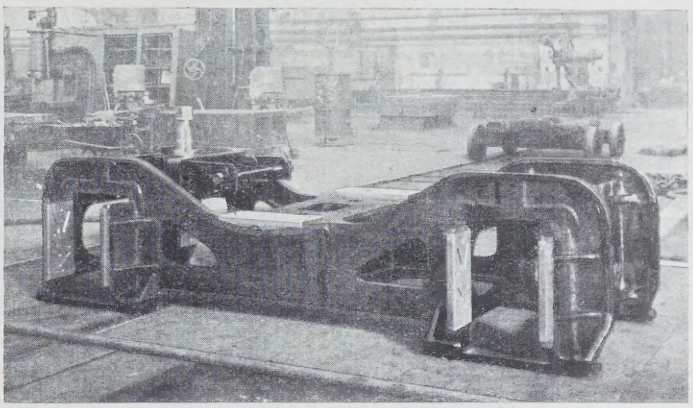


Abb. 6. Drehgestellrahmen der Schnellzuglokomotiven Reihe 114 und 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

### 9. Federgehänge.

Bei den Probelokomotiven kam Vierpunktaufhängung zur Anwendung. Dabei sind die fünf vorderen Achsen durch Ausgleichhebel miteinander verbunden. Die Stützbasis ist bei dieser Aufhängung noch reichlich lang und es konnte auch bei den stärksten Lokomotivanstrengungen ein Wogen der Maschine nicht beobachtet werden. Alle Federbolzen sind zylindrisch und können sich frei in ihren Metallführungen drehen. Gänzlich ungeführt wurden die Federspannschrauben ausgebildet, was mit Rücksicht darauf, daß die Tragfedern der ersten fünf Achsen alle über den Achsen liegen und die Federspannschrauben nur auf Zug beansprucht werden, gefahrlos ist.

## B. Teile, welche für jede Type verschieden ausgeführt wurden.

### I. Zwillingslokomotive.

### 1. Rauchkammer.

An den Langkessel schließt sich vorne gleich einem Kesselschuß die geräumige Rauchkammer an. Oberhalb des Überhitzerkastens ist sie mit einem leicht abnehmbaren Deckel versehen, welcher ein bequemes Ausbauen des Sammelkastens und ein leichtes Nachsehen der großen Einströmflanschen ermöglicht. Der Rauchkammerboden wurde in seinem vorderen Teile schräg nach abwärts und nach vorn gezogen, so daß unter der Rauchkammerstirnwand ein kurzer Kanal von rechteckigem Querschnitte vorragt, der an seinem vorderen Ende durch eine Klappe verschlossen ist. Diese Bauart erleichtert das Reinigen der Rauchkammer ganz wesentlich, da es zum Herausbefördern der Lösche nicht nötig ist, die große runde Rauchkammertüre zu öffnen. Letztere ist in der bei den Österreichischen Bundesbahnen üblichen gewölbten Form mit zahlreichen Verschlußriegeln versehen, ausgeführt.

2. Schornstein, Blasrohr und Funkenfänger.

Bei dem großen Rauchkammerdurchmesser und dem kleinen über der Rauchkammer für einen Schornstein noch verfügbaren Raum war es nötig, den Schornstein bis tief in die Rauchkammer zu führen; seine untere Mündung liegt noch 35 mm unterhalb des Kesselmittels. Dementsprechend tief wurde auch das Blasrohr angeordnet. Letzteres steht

Untere Schornsteinmündung unter Kesselmitte 35 mm
Ihr lichter Durchmesser . . . . . 750 mm
Lichte Weite des zylindrischen Schornsteineinsatzes . . . . . 540 mm
Obere Schornsteinmündung über Kesselmitte . 1250 mm

Die angegebenen Abmessungen bewähren sich bei d Verschiedenheit des zu durchfahrenden Geländes sehr g

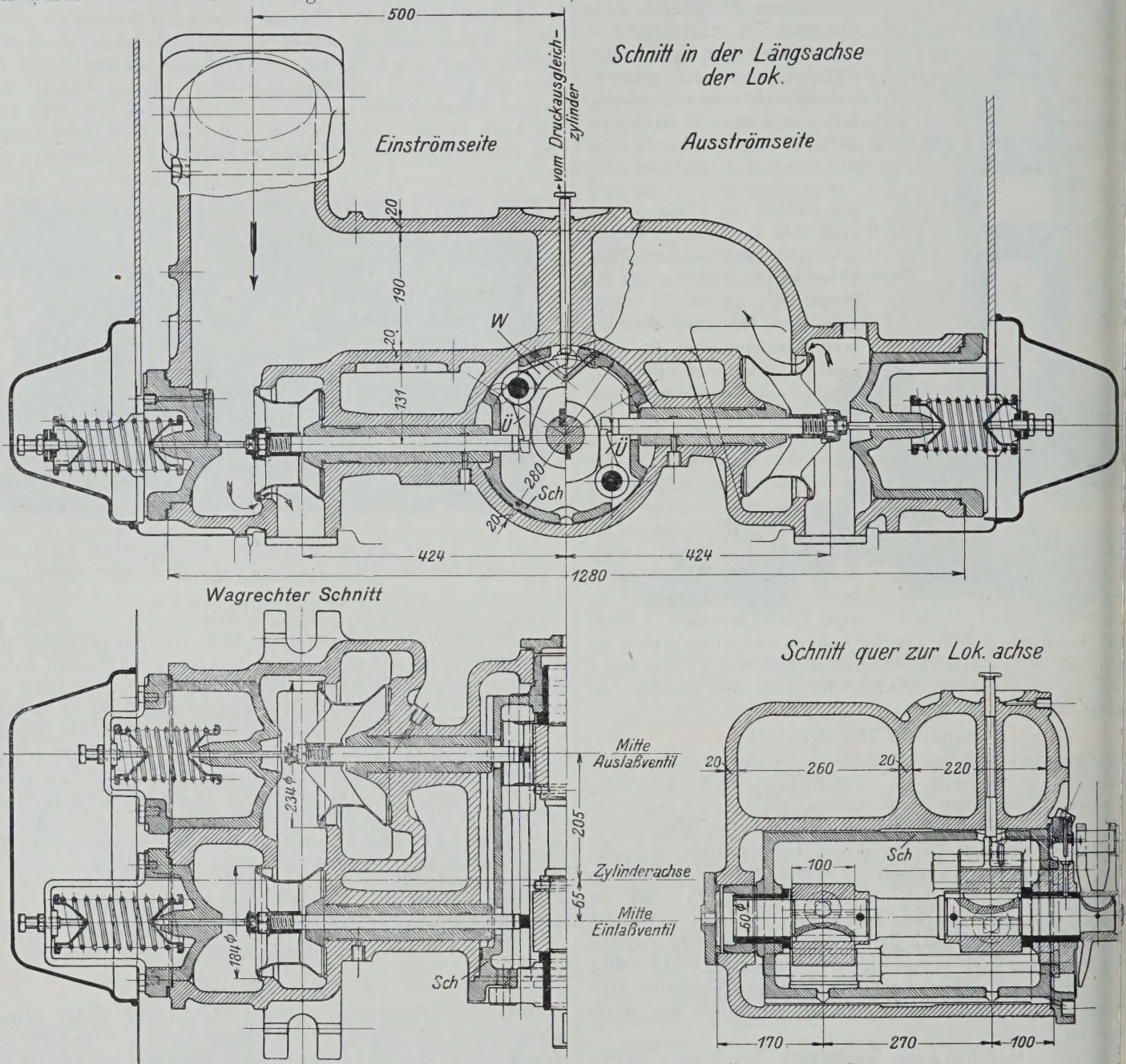



Abb. 7. Ventilsteuerung der Zwillingslokomotive Reihe 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

auf dem oben erwähnten vertieften Rauchkammerboden und ist mit auswechselbarer Düse versehen. Am Ausströmrohr steht der Langersche Funkenteller, der in seiner Höhenlage zur Blasrohrmündung durch Einlegen oder Herausnehmen geeigneter Beilagscheiben verändert werden kann. Der Innenteil des Funkentellers ist zylindrisch geformt und bildet dadurch eine die Wirkung der ganzen Saugzuganlage günstig beeinflussende Zwischendüse. Die Einstellung von Blasrohr und Schornstein zueinander sowie deren wichtigste Abmessungen sind folgende:

Lage des Blasrohres unter Kesselmitte . . . . 750 mm
Lichter Durchmesser des Blasrohres . . . . . 160 mm

Ein im Raume zwischen Funkenteller und Schorn ei angeordneter Hilfsbläser allgemein üblicher Ausführung e vollständigt die Ausrüstung der Rauchkammer.

3. Zylinder und innere Steuerung.

Wie bei allen in den letzten Jahren von den Ö reichischen Bundesbahnen gebauten Lokomotiven w auch bei dieser die Ventilsteuerung zur Dampfverte gewählt. Um für die großen Zylinder und die hohen drehungszahlen möglichst günstige Ein- und Ausströmver nisse zu erhalten, wendete man eine neue Bauart der V Ventilsteuerung an, bei welcher die Ventile durch ein

lzhebel außerordentlich rasch angehoben und wieder auf Sitze, jedoch ohne Schlag, aufgesetzt werden. Die tabb. 7 zeigt die Anordnung der inneren Steuerung. Die vingenden von der Heusinger-Steuerung angetriebenen lzhebel, sowie ihre Gegenhebel, welche die Bewegung auf Ventilspindeln übertragen, sind in einer leicht ausziehbaren ndrischen Schublade (Sch) gelagert. Diese Art der Lagerung de aus Gründen der leichten und genauen Erzeugung ählt und hat sich bisher gut bewährt. Die Ventile selbst geschmiedet. Ihr Durchmesser beträgt für die Einmung 180 mm, für die Ausströmung 230 mm. Der Ventilen und die Anordnung der Ventile in ihm ist so ausgebildet, die Einströmkanäle kurz und gerade ausfallen. Dadurch nte der schädliche Raum auf das kleinste noch zulässige von 6% des Zylindervolumens gebracht werden. Der tilkasten ist in üblicher Weise auf dem Zylinder aufgesetzt mit ihm durch vier starke Einlegschrauben verbunden. ohl die freien Querschnitte für den zu den Ventilen menden Frischdampf, als auch die Querschnitte, die für abströmenden Dampf zur Verfügung stehen, sind sehr nlich gewählt, so daß jede Droßlung ausgeschaltet heint. Mit dem Ventilkasten unmittelbar verbunden ist Druckausgleichvorrichtung. Ein kleiner jeweils durch ckluft oder Federkraft bewegter Kolben entlastet oder stet die kurzen Winkelhebelansätze W an den Überungshebeln Ü der Einströmventile. Die Einrichtung ist etroffen, daß beim Öffnen des Reglers ein im Führerhaus ebrachtes kleines Stoßventil Druckluft unter die beiden ckausgleichkolben strömen läßt, wodurch diese gehoben den, so daß sich die Einlaßventile auf ihre Sitze auflegen nen. Bei Reglerschluß steuert das erwähnte Stoßventil rt um, daß die Druckausgleichzylinder mit der Außenluft unden, also entleert werden. Die über die beiden Aushkolben befindlichen Federn drücken die Kolben nach ärts und heben dadurch die Einlaßventile von ihren en ab. Außer dieser selbsttätigen Umsteuerung der Druckgleicher ist auch noch eine solche von Hand vorgesehen. die Lutfleitungen zu den Ausgleichzylindern sind Dreihähne eingebaut, welche mittels Handzuges vom Führerd aus betätigt werden können und so, besonders in Fällen, welchen eine sehr rache Entleerung der Ausgleichzylinder rderlich ist (Fahren auf die Drehscheibe), das sofortige strömen der Luft aus den Ausgleichzylindern ermögen. Die beschriebene Ausgleichvorrichtung hat sich im iebe außerordentlich gut bewährt und es ist mit ihr ngen, auch bei größten Geschwindigkeiten als Leerlauframme Gerade zu erhalten, welche sich mit der Nullinie kommen decken. Zu erwähnen ist noch, daß der Schluß Ein- und Ausströmventile durch außenliegende Federn, he mit kleinen Stößeln gegen die Ventilspindeln drücken, rgt wird. Die Federn stützen sich gegen nachstellbare rteller, so daß ihre Spannung von außen leicht eingestellt den kann.

Die Dampfzylinder selbst sind den großen, in ihnen enden Kräften entsprechend kräftig ausgebildet. Beleres Augenmerk wurde dabei einer möglichst einfachen ten Formgebung zur Verminderung der Wärmespannungen wendet. Die hinteren Zylinderdeckel sind mit den ndern zusammengegossen und zwecks Wärmeisolation als lkörper gegossen. Auch die vorderen aufgeschliffenen kel sind in Hohlguß ausgeführt. Sowohl vorne als auch en ist die Kolbenstange durch Hauber-Metallpackung dichtet. Mit dem vorderen Zylinderdeckel ist ein in fen gelagertes, beweglich einstellbares Traglager für die lere Kolbenstange verschraubt.

### 4. Äußere Steuerung.

Als äußere Steuerung wurde bei dieser Lokomotive die usinger-Steuerung gewählt. Ihr Antrieb erfolgt mittels aufgeklemmter und verkeilter Gegenkurbel von der Treibachse aus. Mit Rücksicht auf die bei Ventilsteuerungen auftretenden sehr geringen Steuerungskräfte, konnte die ganze Steuerung außerordentlich leicht und mit fliegender Schwinge ausgeführt werden. Die Umsteuerwinde liegt außerhalb des Führerhauses über der Steuerschwinge und wird durch eine lange, längs des Kessels laufende Welle betätigt.

### 5. Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf.

Der aus einem Stahlgußhohlkörper bestehende Dampfkolben ist mit drei schmalen Dichtungsringen mit schrägem Schluß ausgestattet. Er ist auf der, ihrer ganzen Länge nach hohlen Kolbenstange aufgepreßt und durch Mutter und Stangenbund außerdem gegen Verschieben gesichert. Die Verbindung von Kolbenstange und Kreuzkopf geschieht in der gebräuchlichen Weise mittels Konus und Keil. Der einschienige geschlossene Kreuzkopf zeichnet sich durch seine sehr reichlich bemessenen Gleitflächen aus. Als letztere wurden mit Weißmetall ausgegossene Bronzeschuhe gewählt, die durch Einschieben von Beilagblechen leicht nachgestellt werden können. Auf dem zylindrischen Kreuzkopfzapfen sitzt eine mit ihm verkeilte Stahlkugel. Durch diese Anordnung, sowie durch ein um eine vertikale Achse schwenkbares Treibstangenlager wird es möglich, alle schädlichen Einflüsse einer Schrägstellung der Treibachse auf die Treibstange und deren Lager auszuschalten.

### 6. Treib- und Kuppelstangen.

Die 4250 mm lange Treibstange ist mit I-förmigem Querschnitt ausgebildet und hat sowohl vorn als auch hinten geschlossene Stangenköpfe. Das vordere auf der Kugel des Kreuzkopfzapfens laufende Lager ist in üblicher Weise mit Keilnachstellung ausgeführt, dagegen weist das Treibstangenlager eine von der bisher allgemein gebräuchlichen Ausbildung abweichende Form auf. Wie schon oben erwähnt, wurde dieses Lager als ein zur Stangenlängsachse und zur Treibzapfenmittellinie senkrecht stehender Zylinder ausgeführt, so daß also die Stange mit dem Treibzapfen durch ein Kreuzgelenk verbunden ist. Ein Ecken der sehr breit ausgebildeten Treibzapfenlager erscheint durch dieses Kreuzgelenk im Verein mit der Kugel am Kreuzkopfzapfen vollkommen ausgeschlossen. Man griff zu dieser Ausführung in Anbetracht der besonderen Betriebsverhältnisse auf der sehr kurvenreichen Strecke von Wien nach Salzburg. Ein Schrägstellen der Treibachse infolge des Federspiels, oder auch infolge einseitigen Nachziehens der Achslagerführungskeile, mit welchem immerhin gerechnet werden muß, hat auf die beiden Stangenlager so gut wie keinen Einfluß. Die drei Kuppelstangen jeder Seite sind in üblicher Weise ausgeführt. Um ein Verspannen der Kuppelstangen zu vermeiden, wurde das auf dem Treibzapfen laufende Kuppelstangenlager mit zwei Keilen nachstellbar ausgeführt. Die Kuppelstangenlager der ersten und letzten Kuppelachse sind als Kugelzapfenlager ausgebildet. Die vordere Kuppelstange ist mit der mittleren wegen der Krauß-Helmholtz-Achse durch ein Kreuzgelenk verbunden.

### 7. Räder, Achsen und Achslager.

Alle Achsen sind hohl ausgeführt. Die Stahlgußräder sind gegen die Achsen verkeilt. Die Gegengewichte der Räder gleichen die umlaufenden Massen vollständig, die hin- und hergehenden Massen mit 17,5% aus. Zum Ausgleich der hin- und hergehenden Massen wurden außer den Treibrädern auch alle Kuppelräder herangezogen. Große Sorgfalt wurde der Ausbildung der Achslager zugewendet. Um bei den großen, auf letztere zur Auswirkung gelangenden Kräften eine möglichst lange Lebensdauer der Lager sicherzustellen, trachtete man auf verhältnismäßig kleine spezifische Auflagerdrücke zu kommen und bildete daher die Lager sehr breit aus. Textabb. 8 und 9 zeigen das dreiteilige Treibachslager

nach Obergethmann und ein Kuppelachslager. Die Anordnung und Ausbildung der Schmiernuten sowohl für die Preßschmierung als auch für die Hilfsschmierung, sowie die Anordnung und Durchbildung des Staubschutzes erfolgte nach den neuesten mit diesen Einrichtungen gemachten Erfahrungen.

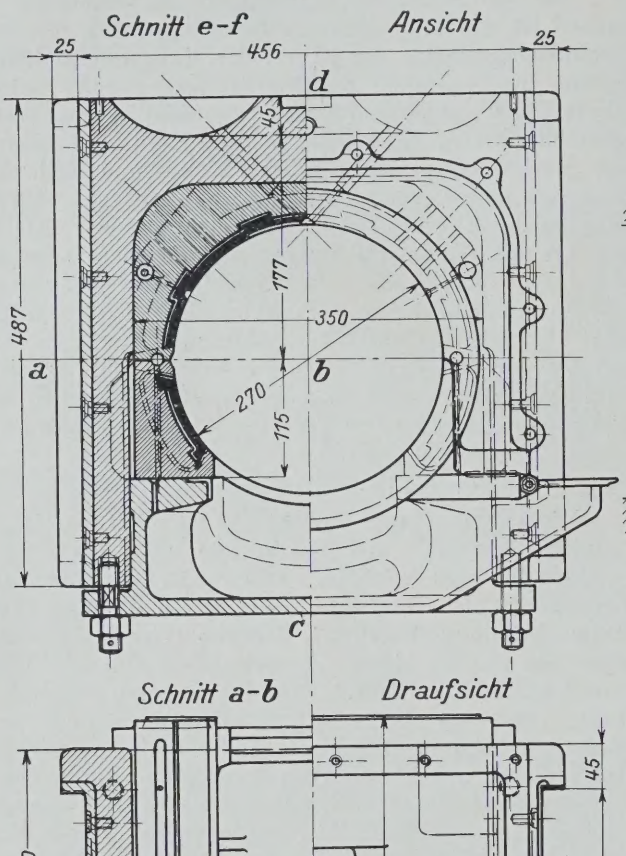
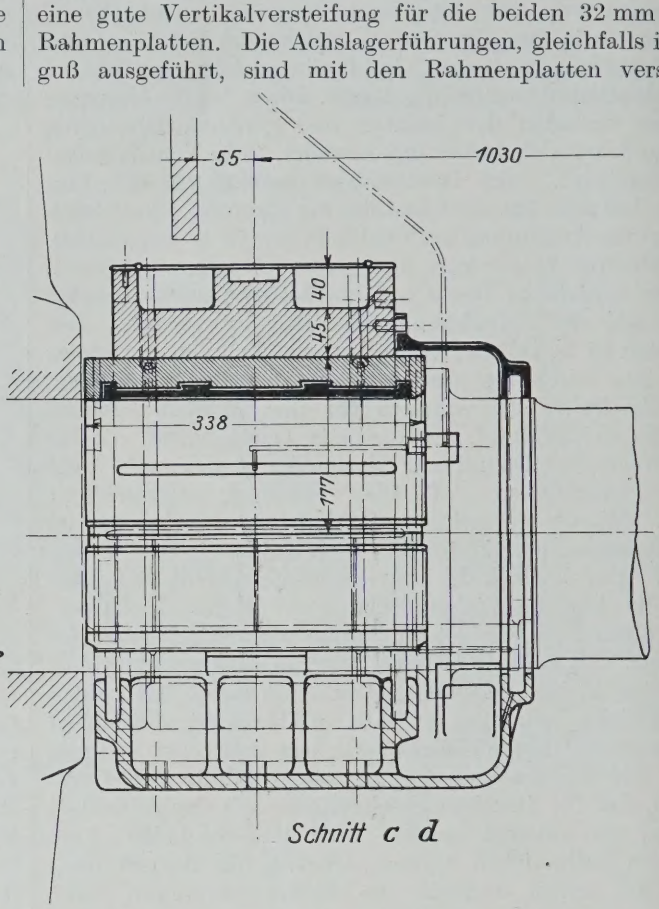



Abb. 8. Dreiteiliges Treibachslager nach Obergethmann der Schnellzuglokomotive Reihe 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

## 8. Rahmen.

Zum ersten Male in Österreich wurde bei dieser Lokomotive vom Stahlguß als Rahmenversteifung in ausgiebigster Weise Gebrauch gemacht. Sowohl die horizontale, als auch vertikale Rahmenversteifung wurde in Stahlguß und zwar als geschlossener Kasten ausgeführt. Dabei kam gleichfalls zum ersten Male in Österreich Diagonalversteifung zur Anwendung. Textabb. 10 zeigt das zwischen den Zylindern eingebaute Stahlgußstück, mit der daran anschließenden Versteifung die auch in Textabb. 11 dargestellt ist. Drehgestellzapfen, Zugkasten, Federstützenführungen, Lager für Ausgleichhebel, Drehgestellauflagen und Rückführungen konnten dabei in einfachster Weise mit den einzelnen Stahlgußstücken vereinigt werden. Dadurch, daß die gesamte Querversteifung als Kasten ausgebildet ist, bildet sie auch eine gute Vertikalversteifung für die beiden 32 mm starken Rahmenplatten. Die Achslagerführungen, gleichfalls in Stahlguß ausgeführt, sind mit den Rahmenplatten verschraubt




und reichlich weit ausgebildet, um Entwicklungsmöglichkeit für die Achslager zu geben. Durch Anwendung einer derartigen in sich geschlossenen Rahmenversteifung war es möglich, einen festen steifen Rahmen zu schaffen, der auch den höchsten Anforderungen gewachsen ist.

## 9. Bremse.

Als Lokomotivbremse wurde Druckluftbremse Bauart Knorr zur Anwendung gebracht. Gebremst werden auf der ersten Laufachse alle Achsen. Zwei 14zöllige senkrecht stehende Bremszylinder wirken auf die vor dem Drehgestell gelagerte Bremswelle. Die Bremskraft wird in üblicher Weise von der Welle über einen Ausgleichhebel auf die gekuppelten Räder übertragen. Die Bremsung des hinteren Drehgestelles besorgt ein horizontal liegender 13zölliger Bremszylinder durch Vermittlung eines Ausgleichsgestänges. Außer der gewöhnlichen auf Lokomotive und Wagenzug wirkenden Druckluftbremseinrichtung wirkt auf die gekuppelten Räder noch die Zusatzbremseinrichtung Bauart Knorr. Abgebremst ist die Lokomotive mit der Knorr-Druckluftbremse ohne Zusatzbremse mit 70 Gewichtsprozenten, mit Zusatzbremse dagegen mit 97 Gewichtsprozenten. Da noch ein großer Teil der österreichischen Schnell- und D-Züge mit Vakuumbremse gefahren werden muß, mußte die Lokomotive auch mit Vakuumbremseinrichtung zur Bremsung des Zuges ausgerüstet werden. Doch sind Lokomotivbremse und Wagenbremse so kombiniert, daß bei Betätigung der Saugluftbremse des Wagenzuges auch die Druckluftbremse der Lokomotive betätigt wird, und umgekehrt bei Betätigung der Lokomotivdruckluftbremse, die möglicherweise nur mit Saugluftbremse ausgerüsteter Teile mit der Lokomotive mitgebremst wird.

## II. Drillingslokomotive.

### 1. Rauchkammer.

Die Rauchkammerausbildung entspricht im allgemeinen ıer der Zwillingslokomotive, nur mußte der Rauchkammer- den mit Rücksicht auf den unter ihm liegenden Mittel- linder anders gestaltet werden. Um die Verflanschungen r Einströmrohre des Mittelzylinders sowie jene der Aus- römrohre aller drei Zylinder gut und bequem zugänglich terbringen zu können, war es nötig einen prismenförmigen echeinbau in der Rauchkammer vorzusehen. Man erhält durch eine leicht zugängliche wenig verbaute Rauchkammer, der vor allem Flanschendichtungen, die, sobald sie in die sche zu liegen kommen, zu vielen Anständen Anlaß geben, llkommen fehlen.

### 2. Schornstein, Blasrohr und Funkenfänger.

Wie bei der Zwillingslokomotive so ist auch beim Drilling r Schornstein tief in die Rauchkammer gezogen. Die untere hornsteinmündung, mit welcher der Langersche Funken- ıirm vereinigt ist, ist in ihrer Höhe verstellbar. Das feste t auswechselbarer Düse versehene Blasrohr sitzt auf dem unter 1 beschriebenen prismatischen Rauchkammereinbau. Durch Beilagen kann es in seiner Höhenlage verändert werden. Nachstehend seien die wichtigsten Daten der Saugzuganlage wiedergegeben.

| | |
|---|---|
| Lage des Blasrohres unter Kesselmitte . . . . | 450 mm |
| Lichter Blasrohrdurchmesser . . . . . | 180 mm |
| Lichte Weite der oberen Schornsteinmündung . | 530 mm |
| Schornsteinmündung über Kesselmitte . . . . | 1250 mm |

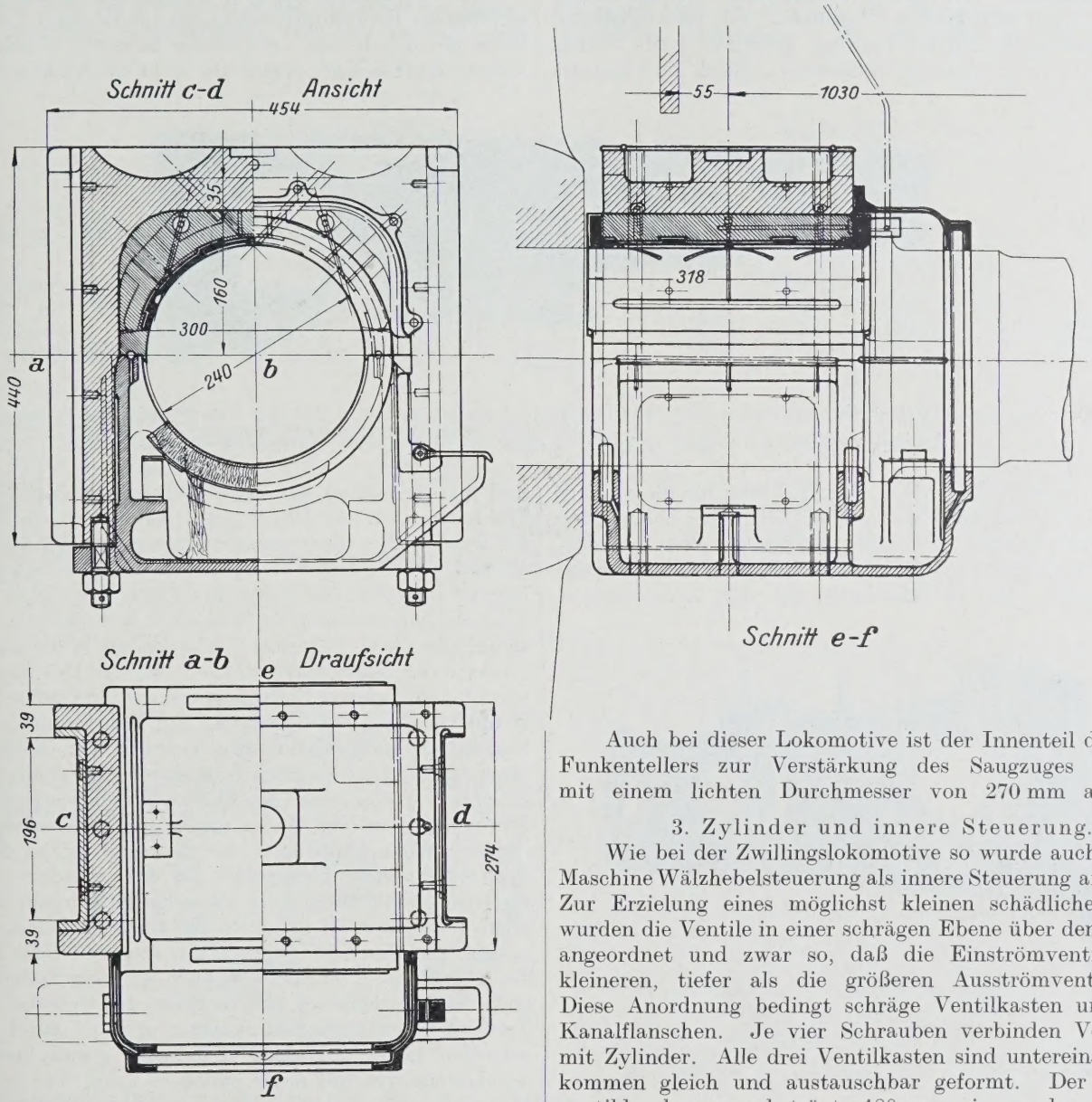



Abb. 9. Laufachslager der Schnellzuglokomotiven Reihe 114 und 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

Auch bei dieser Lokomotive ist der Innenteil des Langer-Funkentellers zur Verstärkung des Saugzuges zylindrisch mit einem lichten Durchmesser von 270 mm ausgebildet.

### 3. Zylinder und innere Steuerung.

Wie bei der Zwillingslokomotive so wurde auch bei dieser Maschine Wälzhebelsteuerung als innere Steuerung angewendet. Zur Erzielung eines möglichst kleinen schädlichen Raumes wurden die Ventile in einer schrägen Ebene über den Zylindern angeordnet und zwar so, daß die Einströmventile als die kleineren, tiefer als die größeren Ausströmventile liegen. Diese Anordnung bedingt schräge Ventilkasten und schräge Kanalflanschen. Je vier Schrauben verbinden Ventilkasten mit Zylinder. Alle drei Ventilkasten sind untereinander vollkommen gleich und austauschbar geformt. Der Einströmventildurchmesser beträgt 180 mm, jener der Ausströmventile 200 mm. Alle Ventile sind aus dem Vollen geschmiedet. Wie beim Zwilling ist auch hier die gesamte innere Steuerung in einer zylindrischen Schublade Sch (Textabb. 12), welche für alle drei Zylinder gleich ist, untergebracht. Die Übertragungshebel Ü sind durch exzentrische Lagerung ihrer Aufhängbolzen nachstellbar gemacht. Die Bolzen B sind durch die Deckel der erwähnten Schublade hindurch verlängert und können von außen leicht verdreht werden. Der Druckausgleich wird bei dieser Lokomotive durch Abheben aller vier Ventile jedes Zylinders bewirkt. Zu diesem Zwecke befindet sich auf der Wälzhebelwelle eine hohle mit geeignet geformten Nocken versehene Welle H, welche von außen durch das Gestänge G eines Druckausgleichskolbens verdreht, mit ihren Nocken N auf die Übertragungshebel wirkt und die Ventile öffnet. Diese Einrichtung hat sich in jahrelangem Be-

triebe bei einer Schnellzuglokomotive der Reihe 113 der Österreichischen Bundesbahnen sehr gut bewährt. Die Rollenbetätigung erfolgt auch hier durch ein Stoßventil, welches aber bei geschlossenem Regler Druckluft unter den Ausgleichkolben strömen läßt, wodurch die Ventile abgehoben werden. Bei geöffnetem Regler steuert das Stoßventil um und die Ventile setzen sich durch die Kraft ihrer Schlußfedern auf ihre Sitze auf. Die Ventilfedern sind auch hier außerhalb des Ventilkastens, von außen nachstellbar untergebracht.

Die Zylinder sind kräftig ausgebildet. Für eine möglichst freie Wärmeausdehnung ist Vorsorge getroffen. Die beiden Außenzylinder sind einander vollkommen gleich und können

drei Zylinder soviel wie möglich zusammenzulegen, um dadur das Abschmieren und die sonstige Wartung zu vereinfache Es war daher von vornherein klar, daß die umlaufende Bewegu der Treib- oder einer Kuppelachse zunächst auf eine gemeinsa Steuerwelle übertragen werden mußte, von welcher dann Bewegung der Steuerung der drei Zylinder abzunehmen w In welcher Weise diese Aufgabe gelöst wurde, sollen die nac stehenden Zeilen schildern.

Da bei einer derartigen Antriebsanordnung eine Hera ziehung der Kreuzkopfbewegungen zur Bewegung der Schwi hebel nur durch sehr verwickelte Bauarten durchführbar i konnte die Heusinger-Steuerung nicht zur Ausführung komm

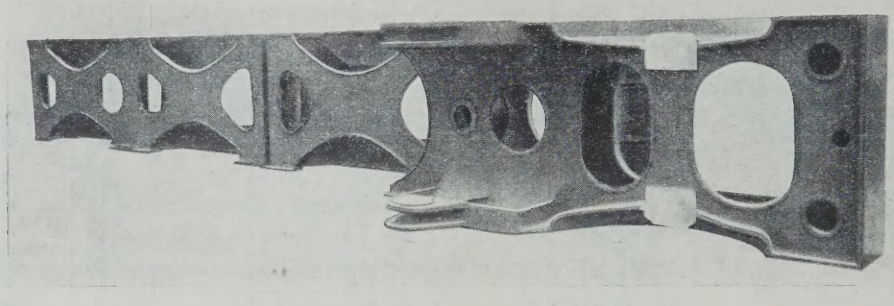


Abb. 10. Stahlgußteile (Rahmenquerverbindung) zur Schnellzuglokomotive Reihe 214 der Österreichischen Bundesbahnen. Ansicht von unten. Gegossen von den Schoeller Bleckmann Werken in Ternitz.

gegenseitig vertauscht werden. Als Dichtung für die vordere und hintere Kolbenstange wurde auch bei dieser Lokomotive Hauber-Metallpackung verwendet. An den vorderen Zylinderdeckel angegossen sind schwenkbare Traglager für die vorderen Kolbenstangen. Die Zylinderdeckel der drei Zylinder sind

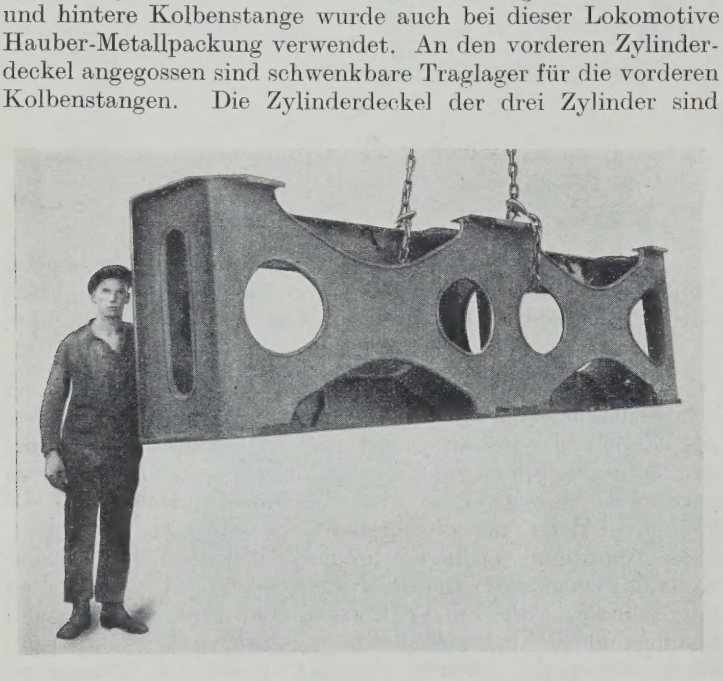


Abb. 11. Stahlgußteil (Rahmenquerverbindung) zur Schnellzuglokomotive Reihe 214 der Österreichischen Bundesbahnen.

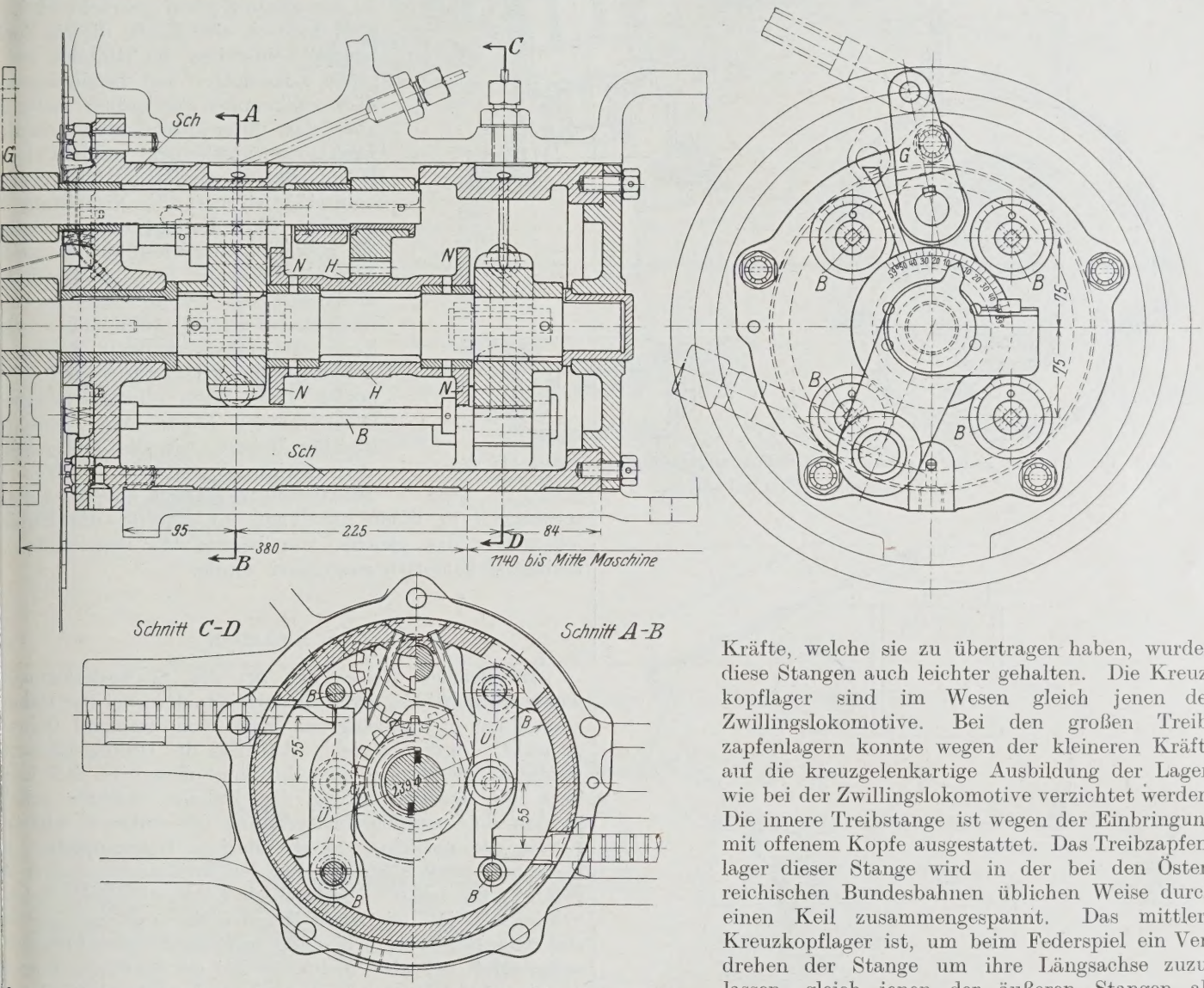
gleich ausgebildet, so daß die vorderen Deckel untereinander und ebenso die hinteren Deckel untereinander ausgetauscht werden können.

### 4. Äußere Steuerung.

Wie schon eingangs erwähnt ist eine Drillingslokomotive gegenüber einer Zwillingslokomotive infolge des Innentriebwerkes und der dreifachen Steuerung, was die Betreuung dieser Teile anbelangt, etwas im Nachteil. Um nun diesem Nachteil zu begegnen, wurden alle bisher bei Drillingslokomotiven gebräuchlichen Steuerungsbauarten übergangen und eine eigene Steuerungsanordnung durchgearbeitet. Man ließ sich dabei von der Absicht leiten, von den Steuerungen der

und man entschloß sich nach langem Studium verschiede Umsteuerungen zur Ausbildung einer Marshall-Steuerur bei welcher die Steuerungsschwinge durch Lenker ersetzt i Derartige Steuerungen stehen bei den Österreichischen Bund bahnlokomotiven der Reihe 409 schon seit vielen Jahren z vollsten Zufriedenheit in Betrieb. Nur wird bei ihnen e Bewegung nicht von einer umlaufenden Welle abgenomm sondern von einer Lenkerstange. Bei der Drillingslokomot wird die umlaufende Bewegung von der Treibachse der Auß zylinder mittels eines, zwischen den Rahmenplatten liegend Kegelräderpaares abgenommen (Textabb. 13). Das auf der Ach sitzende Kegelrad ist geteilt und durch Keil gegen Verdrehu gesichert. Von dem erwähnten Kegelräderpaar wird e Bewegung über ein Kreuzgelenk auf eine schräg aufwä liegende Welle übertragen, die ihrerseits wieder die Drehu über ein zweites Kreuzgelenk an das mit der umlaufend Steuerungswelle gekuppelte obere Kegelräderpaar abgibt. I obere Räderpaar ist in einem am Rahmen befestigten Sta gußgehäuse (Textabb. 14) gelagert. Da durch das Einschalt der Gelenkwelle, welche sich auch in ihrer Länge durch einfaches Ausziehstück ändern kann, das Gehäuse des auf Treibachse sitzenden Räderkastens und der damit zusamm gebauten Lager des einen Kegelrades gegen Verdrehen f der Lokomotivachse nicht gesichert wäre, war es nötig, Räderkasten durch einen gelenkigen Anker mit dem Lokomot rahmen zu verbinden. Die äußere Steuerung selbst ist Textabb. 15 zu ersehen. Die oben quer zur Lokomotivlän achse liegende Kegelradwelle K überträgt ihre Drehung du eine einfache Kupplung auf die eigentliche Steuerun welle S. Diese ist samt den Lenkern und der Umsteuerun einrichtung in einem seitlich auf der Plattform aufgesetz Kasten untergebracht. Der Versetzung der drei Antrie kurbeln entsprechend ist die Welle zweimal unter 120° gekröpft und trägt an ihrem äußeren Ende die zum Antr der dritten Steuerung dienende gleichfalls unter 120° v drehte Kurbel. Von den drei Kurbeln führen drei Sch stangen Sch 1, 2, 3 nach aufwärts zu den Lenkern deren Schwingzapfen Z wieder in einem großen durch Steuerwinde verdrehbaren Stahlgußrahmen R gelagert si An die nach aufwärts gerichteten Schubstangen sind n

ne die die Übertragungshebel Ü bewegenden Stangen elenkt. Die drei Wellen dieser Übertragungshebel führen verschiedener Länge nach außen und geben die Bewegung ch Schubstangen auf die, die Nockenwellen bewegenden winghebel weiter. Da die Kreuzgelenke und die Kugel- er der Kegelradtriebe mit Starrschmiere, die nur halb- rig erneuert wird, geschmiert sind, beschränkt sich die mierung der gesamten äußeren Steuerung auf die Kegel- schmierung und das Füllen eines im Steuerkasten unter- rachten zentralen Schmiergefäßes, von dem aus alle Teile




b. 12. Zusammenstellung des Getriebekastens der Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

Schwingensteuerung bedient werden. Alle Wellendurch- e durch die Steuerungskastenwände, sowie der obere e Kastendeckel sind staubdicht abgeschlossen, so daß eine nur geringe Instandhaltungsarbeit zu erwarten ist. Führerhause befindet sich eine Umsteuerwinde normaler art, welche mittels Schubstange auf den die Lenker enden Stahlgußrahmen verstellend einwirkt.

### 5. Kolben, Kolbenstangen und Kreuzköpfe.

Die Kolben sind für alle drei Zylinder gleich ausgebildet. n Unterschiede von den, sehr große Kräfte übertragenden lgußkolben der Zwillingslokomotive werden bei der lingslokomotive — den kleineren Kolbenkräften ent- chend — die Kolben aus gepreßtem Stahl hergestellt. Die Kolbenstangen der beiden Außenzylinder sind ihrer ganzen Länge nach ausgebohrt, während die Kolbenstange des Innenzylinders nur in ihrem vorderen Teile hohl ausgeführt ist. Die Bauform der drei Kreuzköpfe stimmt im wesentlichen mit jener der Zwillingslokomotive überein.

### 6. Treib- und Kuppelstangen.

Die beiden äußeren Treibstangen sind mit geschlossenen Stangenköpfen ähnlich wie die Treibstangen der Zwillingslokomotive ausgebildet. Mit Rücksicht auf die geringeren Kräfte, welche sie zu übertragen haben, wurden diese Stangen auch leichter gehalten. Die Kreuzkopflager sind im Wesen gleich jenen der Zwillingslokomotive. Bei den großen Treibzapfenlagern konnte wegen der kleineren Kräfte auf die kreuzgelenkartige Ausbildung der Lager, wie bei der Zwillingslokomotive verzichtet werden. Die innere Treibstange ist wegen der Einbringung mit offenem Kopfe ausgestattet. Das Treibzapfenlager dieser Stange wird in der bei den Österreichischen Bundesbahnen üblichen Weise durch einen Keil zusammengespannt. Das mittlere Kreuzkopflager ist, um beim Federspiel ein Verdrehen der Stange um ihre Längsachse zuzulassen, gleich jenen der äußeren Stangen als Kugelzapfenlager ausgebildet. Wie bei der Zwillingslokomotive so wurde auch bei der hier beschriebenen Maschine die vordere Kuppelstange mit Kreuzgelenk ausgeführt. Da aber auch die letzte Kuppelachse der Drillingslokomotive Seitenspiel erhielt, war es nötig die hintere Kuppelstange gleich der vorderen mit Kreuzgelenk auszustatten. Die große mittlere Kuppelstange (Textabb. 16) ist ähnlich jener der Zwillingslokomotive ausgebildet und unterscheidet sich von der Stange der letzteren außer durch die Lagerschalenabmessungen noch dadurch, daß sie nicht nur an ihrem vorderen, sondern auch an ihrem rückwärtigen Ende für die Aufnahme eines Kreuzgelenkes hergerichtet ist.




### 7. Räder, Achsen und Achslager.

Alle Achsen, einschließlich der Kropfachse, sind hohl. Wie bei der Zwillingsbauart so sind auch hier die Stahlguß-

räder auf ihren Achsen gegen Verdrehen durch Keile gesichert. Sowohl die umlaufenden, als auch die hin- und hergehenden Massen sind vollkommen ausgeglichen. Dabei bleibt ab bei Drillingslokomotiven dieser Bauart stets ein Kraftmome von den hin- und hergehenden Mass herrührend übrig, das ein Drehen d Lokomotive um die senkrechte Schwe achse bewirkt. Um nun dieses Dre moment zu verkleinern, wurden d Gegengewichte etwas vergrößert, wodur ein dem erstgenannten Drehmoment er gegenwirkendes Drehmoment künstli in das ganze System gebracht wird. wird dadurch eine Kraft, die ein Zuck bewirkt, entstehen, im Hinblick auf d große Lokomotiv- und Tendermasse diese vollkommen unschädlich, dafür wi aber das unter Umständen schädlic Drehmoment bedeutend verkleinert. I Kropfachse für den Mittelzylinder (Te abb. 17) ist aus 5% Nickelstahl h gestellt. Ihre Formgebung ermöglicht ein gutes Durcharbeiten des Baustoff was eine Gewähr für die Haltbark dieser Achse ist. Die Achslager der beid Kuppelachsen sind vollkommen gle jenen der entsprechenden Achsen d Zwillingslokomotive ausgebildet. J beiden Treibachsen erhielten dreiteil Obergethmann-Lager von wesentl gleicher Bauart, wie die Treibachsla der Zwillingslokomotive. Was Schmierung der Lager und die Auflag pressungen in ihnen anbelangt, so gilt für die Drillin lokomotive das gleiche, was bereits bei Besprechung Zwillingslokomotive ausgeführt wurde.

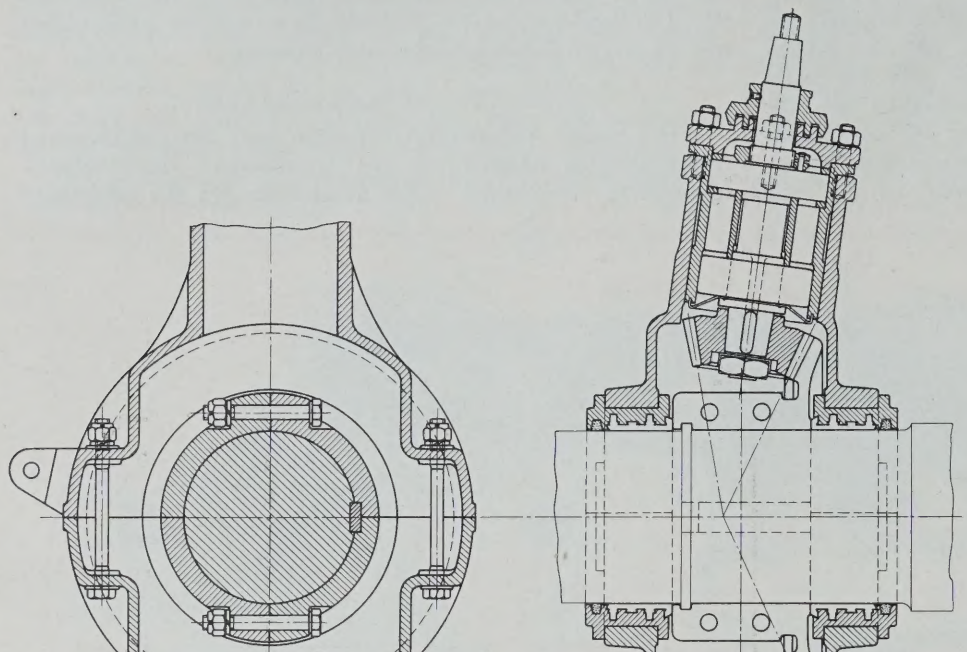


Abb. 13. Unteres Zahnradgehäuse zur Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

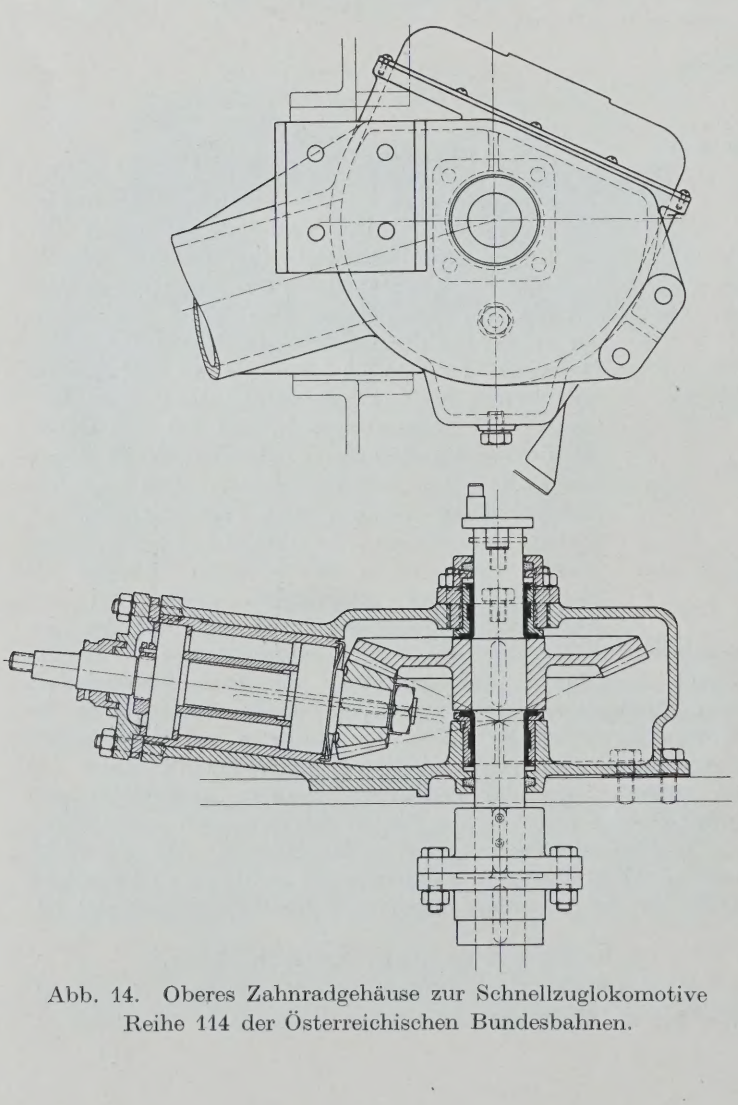


Abb. 14. Oberes Zahnradgehäuse zur Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

## 8. Rahmen.

In gleicher Weise wie bei der Schwesterlokomot wurde auch bei der Dreizylinderlokomotive bei der Rahm versteifung in ausgiebigstem Maße von Stahlguß Gebra gemacht. Da die Antriebsverhältnisse der Drillingslokomot gleichmäßiger als jene einer Zwillingslokomotive sind, kon auch die Querversteifung der Rahmen leichter gehal werden, doch wurden zur Aufnahme der senkrecht wirken Kräfte die seitlichen 34 mm starken Rahmenplatten s hoch und zwar höher als bei der Zwillingslokomotive a geführt, da bei der Dreizylinderlokomotive die Rahm versteifung im mittleren Rahmenteile nur als senkr stehende Blechquerverbindung mit einer oberen Deckpl ausgebildet ist, also nicht wie bei der Zwillingslokomo als eine Art Kasten, der auch in senkrechter Richtung steift. Der vordere Rahmenteil ist bis hinter die Zylinder d einen einzigen Stahlgußkasten versteift, der auch den Za für das Krauß-Helmholtz-Drehgestell in sich aufnimmt. diesem Stahlgußstück nach rückwärts bis vor den Stehke werden die beiden Rahmenplatten in üblicher Weise, a durch den sehr stark ausgebildeten Gleitbahnträger mittleren und linken Zylinders (der rechte Gleitbahntr ist ein eigenes Stahlgußstück) noch durch zwei senkr Querverbindungen aus Blech, sowie durch ein horizontal d laufendes starkes Blech versteift. Unterhalb des Stehke beginnt dann der hintere Stahlgußkasten, der den Drehza und den Zapfen zur Rückführung des rückwärtigen D gestells, sowie den Kuppelkasten und die Notkupplung tr Die aus Stahlguß erzeugten Achslagerführungen sind ähn jenen der Zwillingslokomotive durchgebildet und mit Rahmenplatten verschraubt.

### 9. Bremse.

Zur Bremsung der Lokomotive wird Druckluft verwendet. bei der Zwillingslokomotive werden auch hier alle Räder Ausnahme des vorderen Laufräderpaares gebremst. bei der Drillingsbauart die Kraft der beiden, vor der letzten Kuppelachse untergebrachten 14zölligen Bremszylinder durch zwei voneinander unabhängige Winkelhebel auf das Bremsgestänge übertragen. Ausgeglichen wird die Wirkung der

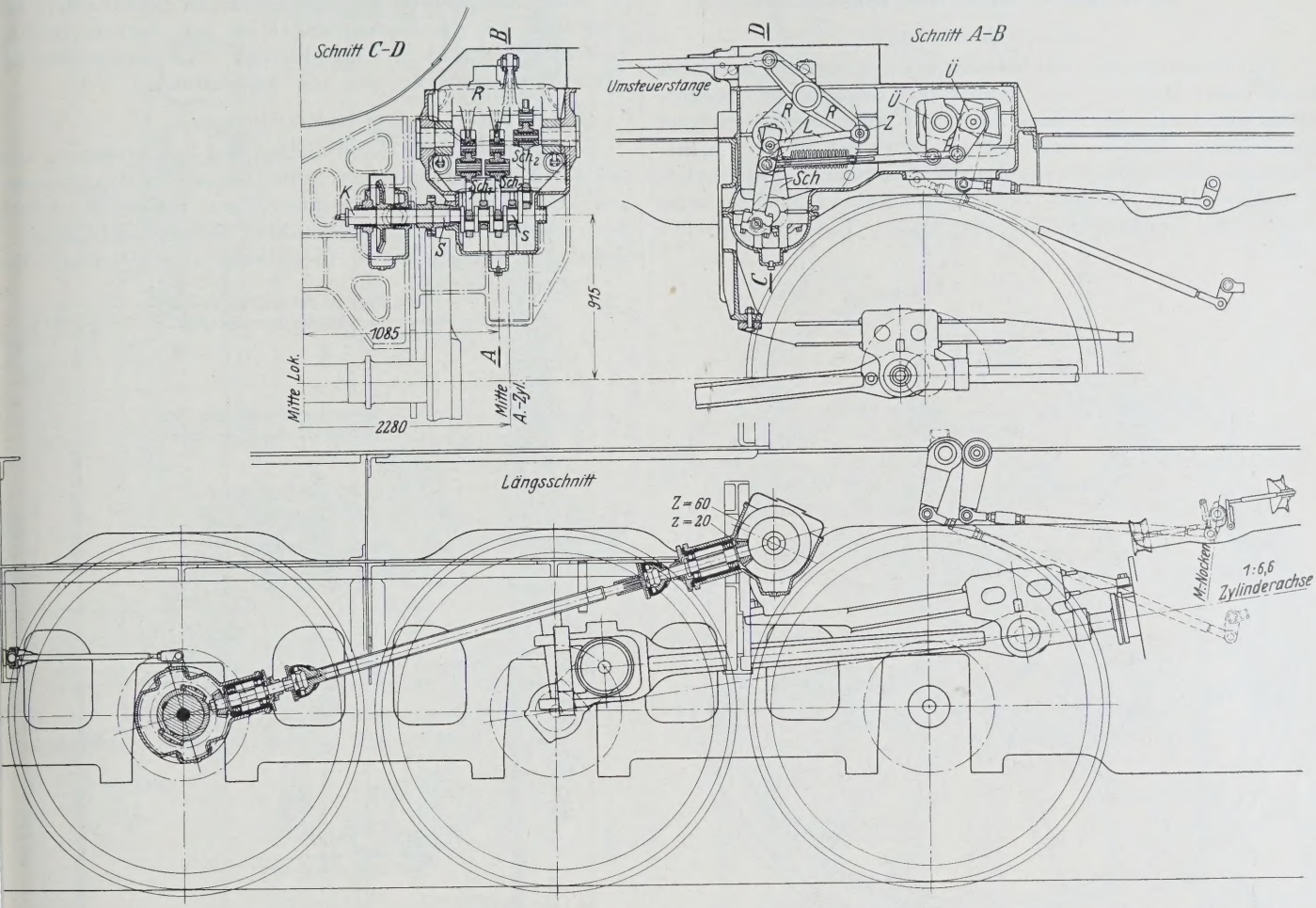



Abb. 15. Steuerung der Drillingslokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

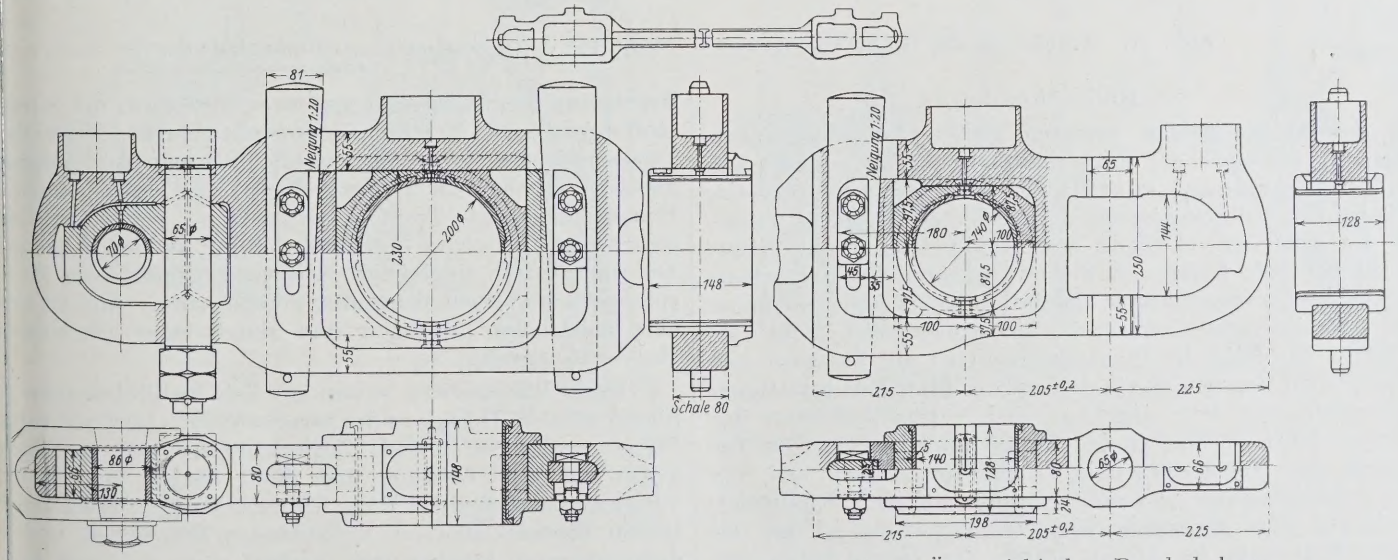



Abb. 16. Mittlere Kuppelstange der Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

Bremsprozente bei beiden Lokomotiven sind gleich gehalten. nso die Bremsanordnung des hinteren Drehgestelles. chieden ist dagegen jene des gekuppelten Radsatzes. rend bei der Zwillingslokomotive eine vor dem Aschen gelagerte Bremswelle zur Anwendung kommt, wird beiden Bremszylinder durch ein am vordersten Bremsquerbalken untergebrachtes Ausgleichsgestänge. Gleich der Bremsausrüstung zur Zugbremse bei der Zwillingslokomotive erhielt auch die Dreizylindermaschine Saugluftbremseinrichtung zur Bremsung des Wagenzuges, welche aber zwangsläufig mit der

Druckluftbremse der Lokomotive gekuppelt ist. Es können also von der Maschine sowohl Züge mit Druckluft, als auch mit Saugluftbremse geführt werden.

### Hilfsapparate beider Lok.-Typen.

#### 1. Kesselspeisung.

Die Wasserzufuhr zum Kessel wird während des Betriebes durch einen Dabeg-Vorwärmer der Regelbauart besorgt. Außer dieser auf der linken Lokomotivseite untergebrachten Speisepumpe sind die Lokomotiven noch mit je zwei nichtsaugenden Strahlpumpen der Bauart Friedmann ausgestattet. Wie schon oben erwähnt, bedient die Rauchkammer, Aschkasten und Kohlenspritzung ein eigener Friedmannscher Ejektor.

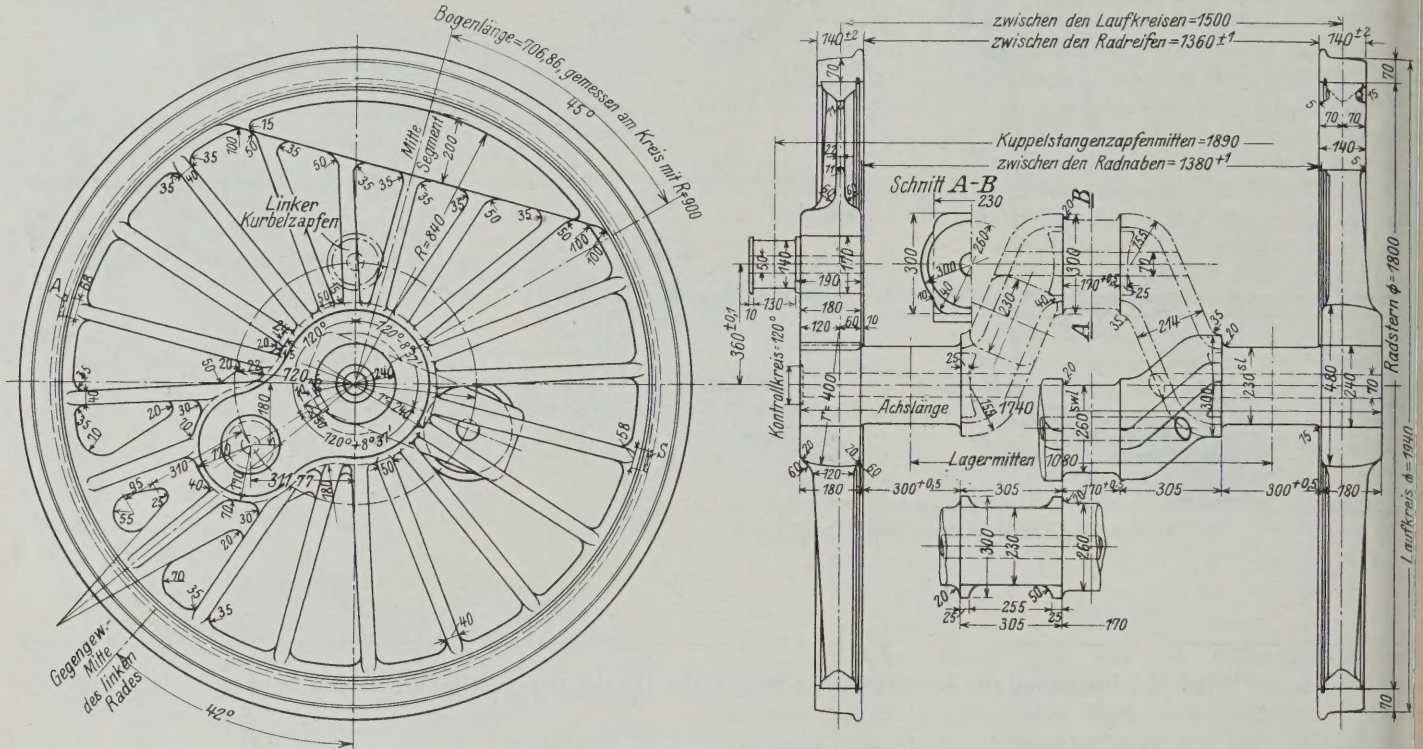



Abb. 17. Kropfachse der Schnellzuglokomotive Reihe 114 der Österreichischen Bundesbahnen.

#### 2. Beleuchtung.

Sowohl die beiden vorderen großen Lokomotivsignallaternen, als auch die Führerhausbeleuchtung versorgt ein Turbo-Dynamoaggregat Bauart Sunbeam für 500 Watt. Wie bei den Österreichischen Bundesbahnen allgemein üblich, ist die elektrische Leitung einpolig in Gasrohren verlegt. Dabei hat jede Lampe ab Sicherungskasten im Führerhaus ihre eigene Stromzuführung. Biegsame Kabel zum Anschlusse der verschiedensten Lampen werden grundsätzlich nicht verwendet. Die Füße der Signallaternen sind mit Steckern versehen, deren Gegenstücke in den auf der Plattform befestigten Laternenträgern fest eingebaut sind. Ein Aufsetzen der Lampen führt gleichzeitig den Stromschluß herbei. Um den Betrieb der Beleuchtungsanlage möglichst einfach und vor allem betriebssicher zu machen, wurde auf jede Schalttafel, sowie auf jedes elektrische Meßgerät verzichtet, so daß die ganze Bedienung im bloßen Öffnen des Dampfventils zur Turbine besteht. Ein Regeln der Spannung durch den Führer ist unnötig, da dies der Turbinenregler selbsttätig besorgt. Mit in gleicher Weise ausgeführten elektrischen Beleuchtungsanlagen haben die Österreichischen Bundesbahnen schon seit mehreren Jahren eine größere Anzahl von Lokomotiven au gestattet und dabei in jeder Hinsicht die besten Erfolge erzie

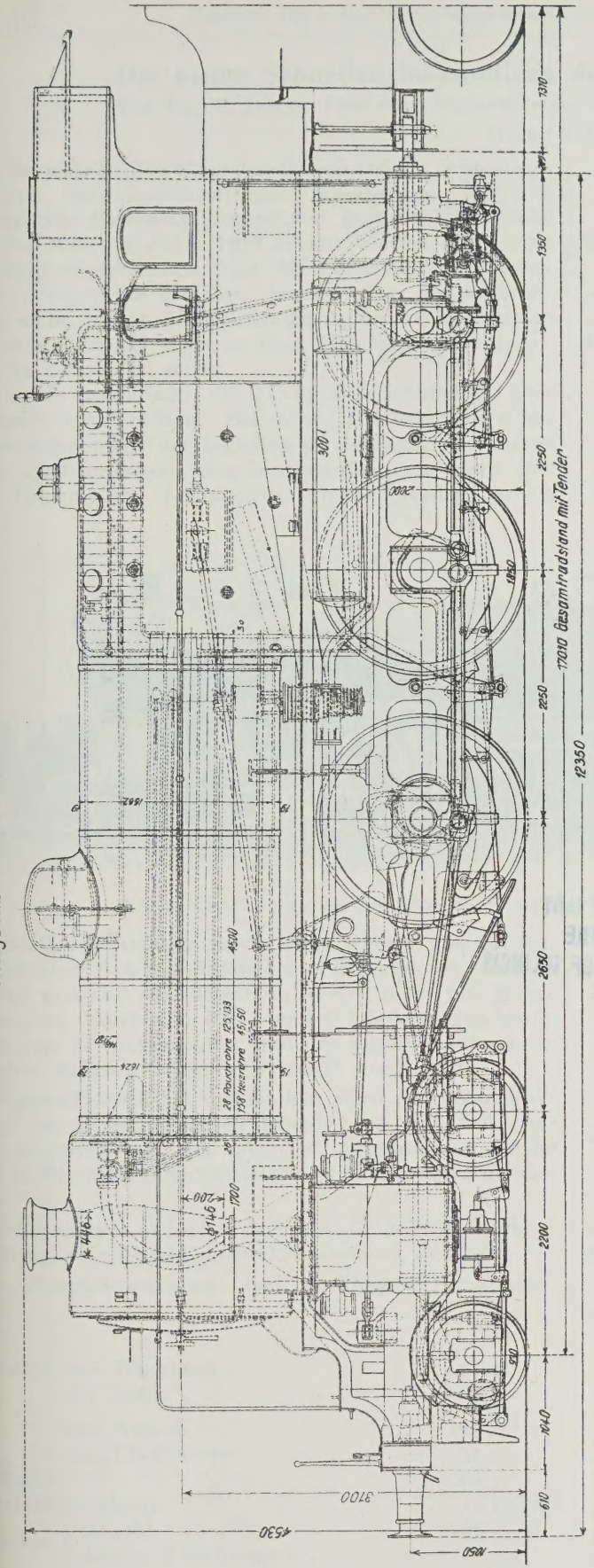
#### 3. Sandstreuvorrichtung.

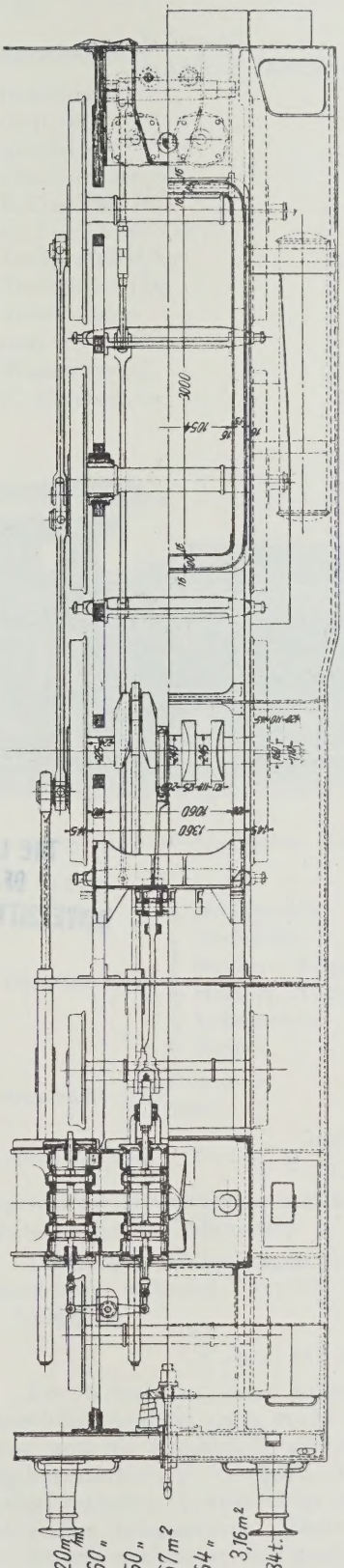
Besandet werden die Räder der vier gekuppelten Achs und zwar für die Vorwärtsfahrt, da ein Verkehrtfahren d Lokomotive kaum in Frage kommt. Als Sandstreuer kam Druckluftsandstreuer zur Anwendung.

#### 4. Schmierung.

Die Schmierung der Zylinder und der Steuerung beso bei der Zwillingslokomotive eine, bei der Drillingslokomoti zwei Friedmannsche Schmierpressen Klasse N, welche Führerhause vor dem Heizerstand untergebracht sind. A Achslager werden durch Preßschmierung gleichfalls Bau Friedmann mit Öl versorgt und zwar wird dabei der Schm stoff direkt an die zu schmierende Stelle gepreßt. Neben die Preßschmierung ist noch eine Schmierung der Achslag gleitbacken und verschiedener Zapfen und Bolzen durch Kessel angebrachte Tropföler vorgesehen. Von diesen Tro ölern geht auch eine Notschmierleitung zu den Achslage Die Öler sind so eingerichtet, daß jede Schmierstelle für s eingestellt und auch überflutet werden kann. Alle an ein Öler hängenden Leitungen sind durch einen gemeinsam Hahn abzusperren.

Beide Lokomotiven stehen zur Zeit im Probebetrieb führen schwere D-Züge in der Strecke Wien—Linz und zurü Dabei werden sie mittels Zugkraftmesser und Indikato genau auf ihre Leistung und ihren Dampf- und Koh verbrauch untersucht. Diese Untersuchungen, sowie die beiden Probelokomotiven auflaufenden Erhaltungs- und dienungskosten werden nach Verlauf einer genügend lan Probezeit entscheiden, welche der beiden Bauarten Zwil oder Drilling zur Nachbestellung kommt und die schwe Einheitsschnellzuglokomotive der Österreichischen Bun bahnen werden soll.



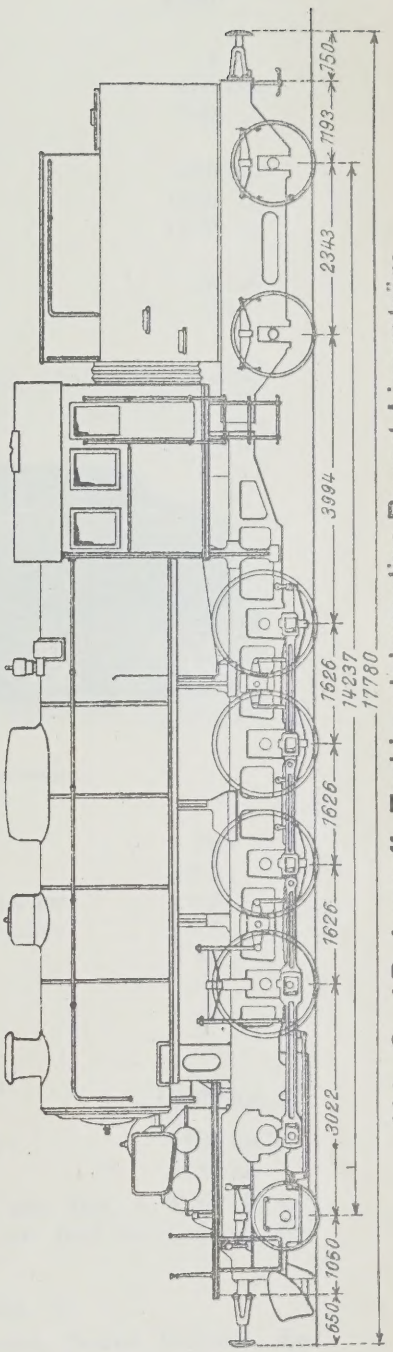
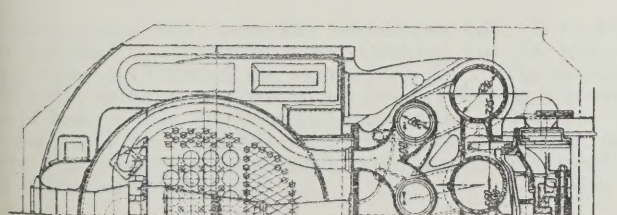
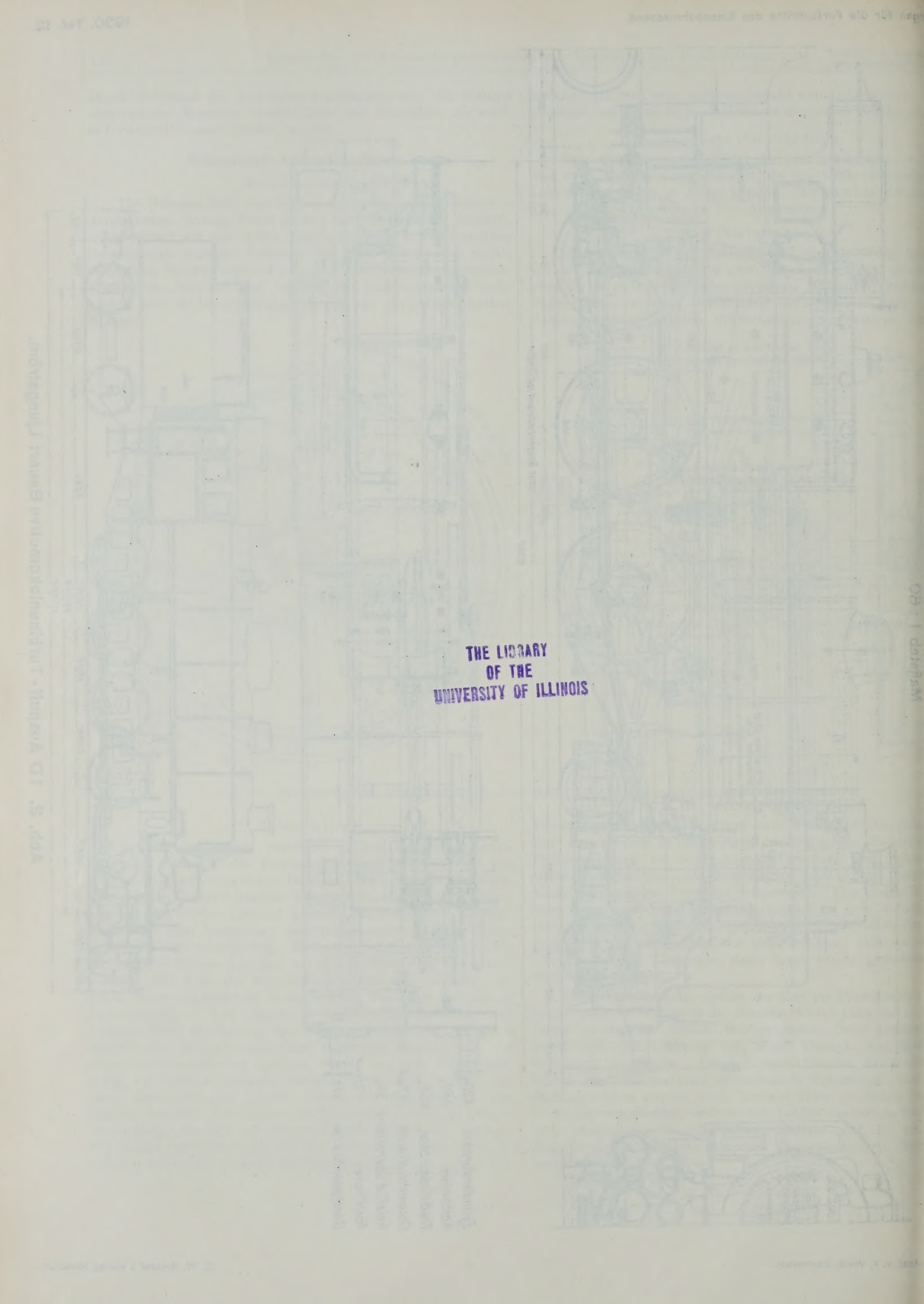




Abb. 2. 1D Auspuff-Turbinenlokomotive Bauart Ljungström.

| | |
|---|---|
| Zylinderdurchm. | 420 mm |
| Kolbenhub | 660 " |
| Treibraddurchm. | 1850 " |
| Gesamtheizfläche | 167 m² |
| Heizfl. d. Überhitzers | 54 " |
| Rostfläche | 3,16 m² |
| Dienstgewicht d. Lok. | 84 t |



h. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt. C. W. Kreidel's Verlag München.



THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# Die neuen Schnellzuglokomotiven der niederländischen Eisenbahnen.

Von Ing. **P. Labryn**, Chef des Lokomotivbaues der niederländischen Eisenbahnen, Utrecht.

Hierzu Tafel 12.

Die bis jetzt in Betrieb stehenden schwersten Schnellzug-motiven der niederländischen Eisenbahnen sind die Vierzylinder-Heißdampflokomotiven, Reihe 3700*), welche ersten Male im Jahre 1910 gebaut worden sind. Die er schwerer werdenden Züge, die manchmal aus 15 vier-igen D-Zugwagen bestehen, konnten von diesen Loko-iven nicht immer fahrplanmäßig befördert werden, so es sich als nötig erwiesen hat, leistungsfähigere Loko-iven in Betrieb zu setzen.

Es wurde beschlossen, die 2 C-Type beizubehalten, aber Achsdruck zu erhöhen. Bei einer 2 C 1-Lokomotive mit Reibungsgewicht der bestehenden Lokomotiven konnte ein größerer Kessel eingebaut werden und damit eine ere Leistung der Lokomotive erreicht werden, jedoch

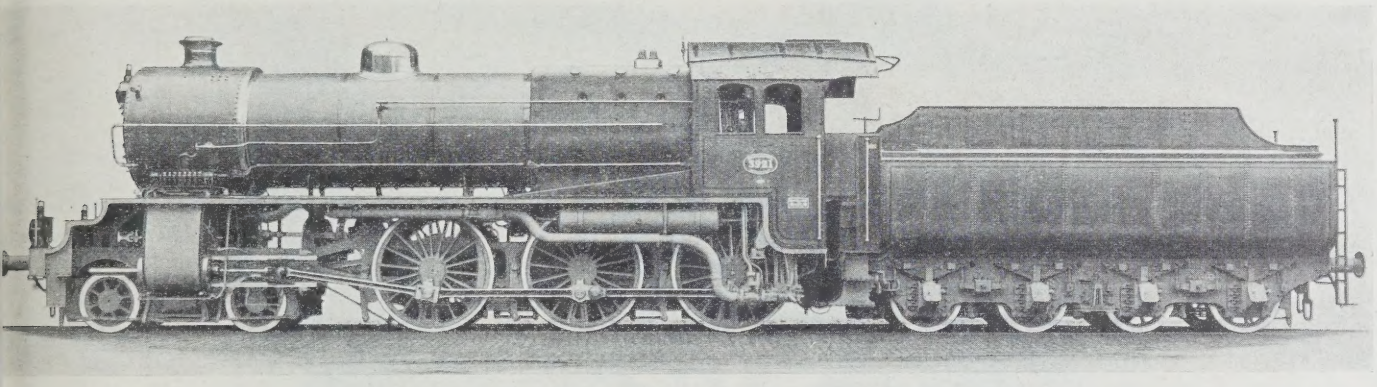


Abb. 1. 2C-Vierzylinder-Heißdampf-Schnellzuglokomotive der niederländischen Eisenbahnen.

dadurch die Anfahrzugkraft nicht erhöht, was auf den erländischen Bahnen, wo lange zu durchfahrende Strecken n sind und also oft angefahren werden muß, von großer utung ist. Auch eine 2 D- oder 1 D 1-Lokomotive wurde als gute Lösung erachtet, weil der Eigenwiderstand der motive dadurch zu sehr vergrößert worden wäre.

Demgemäß wurde im technischen Büro der Lokomotiv-lung der niederländischen Eisenbahnen eine 2 C-Loko-ve entworfen mit den höchsten Achsdrücken, welche len in Betracht kommenden Strecken zugelassen werden ten.

Die Firma Henschel & Sohn A.-G. in Kassel erhielt Auftrag, eine Anzahl dieser Lokomotiven zu bauen.

Die Hauptabmessungen sind nachfolgend zusammen-llt.

sel:

| | | |
|---|---|---|
| eizfläche | der Feuerbüchse | 17 m² |
| „ | der Rohre | 150 „ |
| „ | des Kessels | 167 m² |
| „ | des Überhitzers | 54 „ |
| ostfläche | | 3,16 „ |
| ampfüberdruck (p) | | 14 kg/cm² |
| eizrohre | Anzahl | 158 |
| | Äußere Durchmesser | 50 mm |
| Rauchrohre | Anzahl | 28 |
| | Äußere Durchmesser | 133 mm |
| Rohrlänge | | 4500 „ |

Zylinder:

| | |
|---|---|
| Anzahl (n) | 4 |
| Durchmesser (d) | 420 mm |
| Kolbenhub (s) | 660 „ |

Raddurchmesser:

| | |
|---|---|
| Drehgestellräder | 930 mm |
| Treibräder (D) | 1850 „ |
| Tenderräder | 1100 „ |

Tender:

| | |
|---|---|
| Wasservorrat | 28 m³ |
| Kohlenvorrat | 6 t |

Gewichte:

| | | |
|---|---|---|
| Dienstgewicht | Drehgestell | 29 t |
| | Treibachse | 18,3 „ |
| | Mittlere Kuppelachse | 18,3 „ |
| | Hintere Kuppelachse | 18,4 „ |
| | Lokomotive | 84 „ |
| | Tender | 63 „ |
| Leergewicht | Lokomotive | 78 t |
| | Tender | 29 „ |
| Größte Zugkraft | $Z = 0{,}7\ p \frac{n\,d^2\,s}{2\,D}$ | 12300 kg |
| Zugelassene Höchstgeschwindigkeit | | 100 km/h |
| Kleinster Kurvenhalbmesser | | 140 m |

Die übrigen Abmessungen sind aus Abb. 1, Tafel 12 zu entnehmen, während Textabb. 1 ein Bild der äußeren Gestaltung gibt.

## Kessel (Textabb. 2).

Der Kessel hat einen Stehkessel, Bauart Belpaire, die Kesselrückwand ist nach vorne geneigt. Die vordere Rohrwand und die Kesselrückwand sind in dem oberen Teil mit Blechverstärkungen versteift, statt mit den früher in den niederländischen Lokomotiven nach englischem Muster angebrachten Längsankern. Dadurch wird die Zugänglichkeit des Kessels verbessert und kommen die Unterhaltungskosten für die Längsanker in Fortfall. Die Blechverstärkungen brauchen keine Unterhaltung.

Die Wände der Feuerbüchse sind mittels Stehbolzen von 1″ aus Hohlkupfer bei einer Feldteilung von 85 mm mit den Stehkesselwänden verbunden. Die Decken der Feuerkiste und des Stehkessels sind schwach gewölbt, so daß die radial stehenden Deckenanker in der kupfernen Platte der

*) Siehe Organ 1911, Seite 426 und Organ 1929, Seite 282. Die Lokomotive stimmt in vielen Punkten mit der letzten rung nach dem Entwurf des Jahres 1910, die im Organ 1929, 282 unter Beigabe einer Zeichnung beschrieben ist, überein. hwohl bringen wir die Beschreibung der neuen Bauart, da us der Feder des maßgebenden Fachmannes stammend, die Entwurf zugrunde liegenden Gesichtspunkte und ins einzelne nde Erläuterungen enthält. Schriftl.

Feuerkiste eine kleinere Teilung haben als in der eisernen Platte des Stehkessels. Die Deckenanker sind an beiden Enden angebohrt bis innerhalb der Blechwandungen und haben einen Durchmesser im Gewinde von 1″. Die drei vorderen Reihen sind beweglich, die übrigen fest. Die Teilung der Deckenanker beträgt im Stehkessel 112 × 97 mm und in der Feuerkiste 105 × 97 mm.

Der Bodenring des Stehkessels ist in den Ecken mit Ansätzen versehen, damit die eisernen Wandungen des Stehkessels dreifach vernietet werden können und die sonst übliche Befestigung mittels Kopfschrauben vermieden werden kann.

Am vorderen Ende des Kessels ist eine zylindrische Rauchkammer angebaut, welche mittels eines von Blech hergestellten Fußes auf dem Zylindergußstück ruht. Die Rauchkammertür legt sich gegen einen besonderen Ring mit Dichtfläche und wird durch einen Mittelverschluß luftdicht gehalten. Der Funkenfänger ist zweiteilig und besteht aus einer oberhalb des Rohrbündels waagerecht angeordneter Platte mit Langlöchern (6 × 35 mm) und einem kegelförmigen Teil zwischen Blasrohr und Funkenfängerplatte, ebenfalls aus durchlochtem Blech hergestellt.

Der Rost ist gegen die Waagerechte nach vorn unter 1:30 schwach geneigt. Der vordere Teil des Rostfeldes bildet der Kipprost.

Der Aschkasten ist zum Entleeren mit drei Bodenschiebern ausgerüstet, welche vom Führerstand mittels abnehmbarem Hebel betätigt werden können. Der Aschkasten hat drei Luftklappen (zwei für Vorwärtsfahrt und eine für Rückwärtsfahrt), welche ebenfalls vom Führerstand aus zu betätigen sind.

In den Rauchrohren ist ein Schmidtscher Großrohrüberhitzer untergebracht.

Der Kessel ist u. a. mit folgenden Armaturen ausgerüstet:

Dampfregler im Dom mit großem und kleinem Schieber (Dampfquerschnitt des kleinen Schiebers 12,5 cm², des großen Schiebers 150 cm²). — Frischdampfinjektor von Gresham & Craven Nr. 11 an der Kesselrückwand rechts. — Abdampfinjektor von Davies & Metcalfe Nr. 11 unten links angebracht. — Zwei Sicherheitsventile Bauart Ackermann mit 45 mm Ventildurchmesser, welche nicht vom Lokomotivpersonal verstellt werden können. — Ein Dampfabsperrventil an der Rauchkammervorderwand zum Ausblasen der Heiz- und Rauchrohre mittels Dampf. — Zwei Schmelzpropfen in der Feuerkistdecke. — Ein Kesselablaßdrehschieber an der Stehkesselvorderwand angebracht und mittels Zugstange an der rechten Maschinenseite sehr leicht zu bedienen.

Nachstehend folgen noch einige bemerkenswerte Angab

| | |
|---|---|
| Abstand der Umkehrenden des Überhitzers von der Feuerbüchse | 500/650 mm |
| Verdampfungsoberfläche | 11 m² |
| Wasserinhalt ⊗ | 6,5 m³ |
| Dampfraum ⊙ | 3,5 „ |
| Verhältnis Heizfläche:Rostfläche | 53 |
| Verhältnis Überhitzer:Verdampfungsheizfläche | 1:3,1 |

| | Heizrohre | Rauchrohre |
|---|---|---|
| Wandreibungsfläche | 100 m² | 102 m² |
| Freier Querschnitt | 2500 cm² | 2150 cm² |
| Verhältnis Gasquerschnitt: Wandreibungsfläche*) | 1:400 | 1:460 |
| | Insgesamt 1:440 | |

Aschkasten.

| | |
|---|---|
| Freier Querschnitt der vorderen Aschkastenklappen | 0,28 m² |

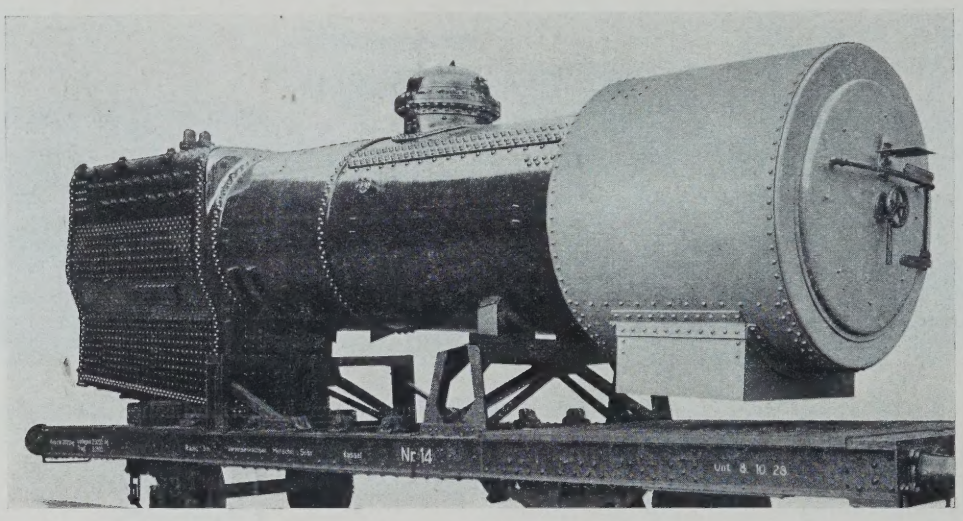



Abb. 2. Kessel der 2 C-Lokomotive.

Rost.

| | |
|---|---|
| Stegbreite | 22 mm |
| Spaltbreite | 10 „ |
| Freier Rostquerschnitt | 1,08 m² |
| Mittlere Dampfgeschwindigkeit im Überhitzer**) | 20,5 m/se |
| Dampfdurchtrittsgeschwindigkeit durch die Wasseroberfläche**) | 3,4 cm/s |
| Blasrohrdurchmesser | 146 mm |
| Schornsteindurchmesser | 446/487 m |
| Blasrohrmündung unter Kesselmitte | 200 mm *** |
| Blasrohrmündung bis Schornsteinoberkante | 1630 „ *** |
| Schornsteinhöhe (vom engsten bis zum weitesten Querschnitt) | 700 „ |

Rahmen (Textabb. 3).

Der Rahmen ist, im Gegensatz zu den früh 2 C-Lokomotiven, als Barrenrahmen ausgeführt. A durch die Befestigung der Rauchkammer am Zylinde

*) Nach Wagner. Vergl. Z. d. V. D. I., Bd. 73, 31. A 1929, Nr. 35.

**) Bei einer Heizflächenbelastung von 60 kg Dampf pro d. i. bei siebenfacher Verdampfung bei einer Rostbelastung 450 kg Kohle pro m²h.

***) Die Blasrohrmündung war erst 200 mm niedriger ge mit einem Durchmesser von 144 mm. Dabei war aber die brennung hinten auf dem Rost zu stark, wodurch die Beobac der Verbrennung auf dem vorderen Teil des Rostes sehr ersc wurde. Durch die höhere Lage der Blasrohrmündung hat der Kohlenverbrauch wesentlich verringert.

ück und die Auflage des Stehkessels ist der Kessel noch ittels zweier Pendelbleche und vorne durch zwei Rauch-mmerstützen mit dem Rahmen verbunden. An der Kessel-ckwand ist ein Schlingerstück angebracht zum Verhüten itlicher Bewegung des Kessels.

In den Rauchkammerstützen sind Löcher ausgespart m Anheben der Lokomotive am vorderen Ende mittels ranhaken. Hinten wird die Lokomotive mittels Kranbalken ıter den Rahmenplatten gehoben.

für die Drehgestelltragfedern . . . . . 44 kg/cm²,
„ „ Treib- und Kuppelradtragfedern . . 42 „
„ „ Tendertragfedern bei vollen Vorräten . . . . . 47 „

### Laufwerk.

Die Achslagergehäuse sind aus Stahlguß und an den Führungsflächen mit Weißmetall gefüttert. Auch sind die Rotguß-Lagerschalen mit Weißmetalleinlagen versehen. Die

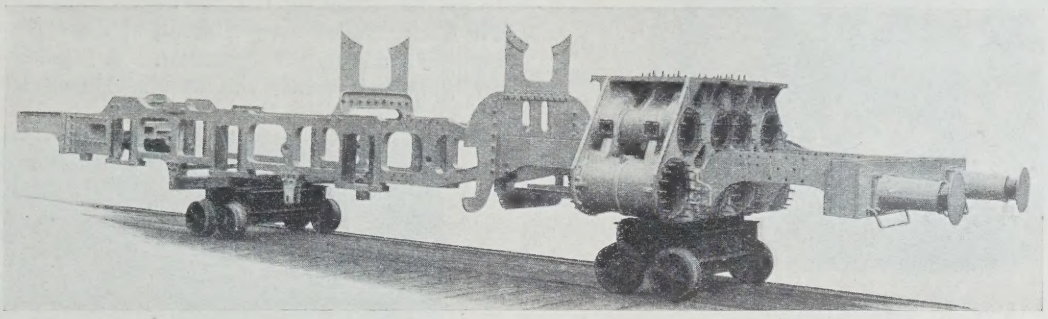


Abb. 3. Rahmen der 2C Lokomotive.

Der vordere Pufferträger ist kastenförmig aus zwei echplatten und zwei [-Eisen zusammengebaut, welche rm sehr widerstandsfähig gegen Stöße ist.

### Drehgestell (Textabb. 4).

Die größte seitliche Verschiebung des Drehgestells gegen n Hauptrahmen beträgt 75 mm nach jeder Seite. Die ützen zur Begrenzung der Drehgestellbewegung lassen der Stelle der vorderen Drehgestellachse eine seitliche ısweichung von 105 mm nach jeder Seite und am hinteren ıde eine solche von 41 mm zu. Die Mittelstellkraft beträgt der Mittelstellung 1800 kg und in den Endstellungen 00 kg.

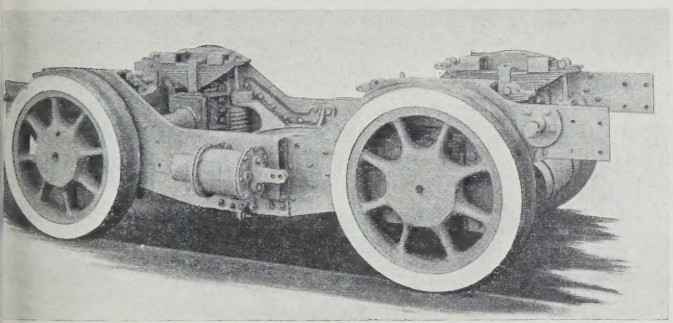


Abb. 4. Drehgestell der 2C Lokomotive.

### Federaufhängung.

Die Tragfedern der gekuppelten Achsen sind durch Aus-eichhebel miteinander verbunden. Das vordere Drehgestell t Einzelfedern für jede Achse. Die Endfedergehänge der kuppelten Achsen und sämtliche Federgehänge des Dreh-stells sind durch Schraubenfedern gegen den Hauptrahmen w. Drehgestellrahmen abgestützt.

Die Federaufhängung ist eine Dreipunktaufhängung ıd deshalb statisch bestimmt.

Sämtliche Tragfedern sind zur Befestigung der Feder-hänge an den Enden mit besonderen Sattelstücken ver-hen.

Die Tragfedern sind aus Stahl von mindestens 140 kg/mm² ehärtet) Festigkeit gefertigt. Die Beanspruchung beträgt ei ruhender Last

Schmierung wird durch eine im Unterkasten stark eingepreßte aus Baumwolle, Wolle und Roßhaar bestehende Füllung vermittelt. Außerdem sind oben in den Achslagergehäusen Ölkammern angebracht, aus welchen das Öl durch Schmierdochte zugeführt wird.

Die Befestigung der Radreifen an den Radkörpern findet bei den Drehgestell- und Tenderrädern in gewöhnlicher Weise mittels Sprengringen statt, bei den Treib- und Kuppelrädern mittels Klammerringen Bauart Mansell, welche den Radreifen beiderseits in einer Nut umfassen und mittels Bolzen an den Radkörpern befestigt sind. Nach den Erfahrungen bei den niederländischen Eisenbahnen reicht die gewöhnliche Sprengringbefestigung zum sicheren Festhalten des Reifens nicht aus, so daß bei Radreifenbruch Teile des Radreifens herausgeschleudert werden können und außerdem Lockerung der Reifen vielfach vorkommt.

Die umlaufenden Massen sind an jedem Rade vollständig ausgeglichen; die hin- und hergehenden Massen sind nicht ausgeglichen, weil die gegenläufigen Triebwerksteile annähernd sich gegenseitig ausgleichen. Eine Mehrbelastung oder Entlastung des Schienendrucks durch die Gegengewichte findet also nicht statt. Textabb. 5 veranschaulicht den Treibradsatz.

### Zylinder.

Die vier Zylinder bestehen aus zwei Gußstücken. Jedes Gußstück besteht aus einem Innen- und einem Außenzylinder. Die beiden Gußstücke sind in der Mitte miteinander durch Schrauben verbunden, so daß die vier Zylinder zusammen ein kräftiges Ganzes bilden, welches in tadelloser Weise am Rahmen befestigt werden konnte. Die beiden Zylinderblöcke werden oben abgeschlossen durch eine flache Decke von 40 mm Stärke, welche zugleich als Rauchkammerboden ausgebildet ist. Dadurch ist eine besondere Rauchkammerbodenplatte nicht nötig. Diese Anordnung ist gewählt worden, um eine zuverlässig luftdichte Rauchkammer zu erhalten, während gleichzeitig eine Verbindung geschaffen worden ist, welche beim Auswechseln der Kessel keine Schwierigkeiten verursacht. Die Zylinderblöcke sind zu ihrer Quermitte völlig symmetrisch gehalten, so daß für beide Maschinenseiten nur ein Zylindermodell benötigt ist und vorhandene Reservezylinder für beiden Maschinenseiten dienen können. Um im Frischdampfrohr und Abdampfrohr die Strömungswiderstände möglichst klein zu halten, sind die Kanäle mit

großen Querschnitten und mit schlanken Übergängen ausgebildet, und haben die Kolbenschieber einen Durchmesser von 250 mm erhalten. Die eigentlichen Zylinderwände der Gußstücke sind mit Rücksicht auf späteres Ausbüchsen dickwandig (30 mm) gehalten. Dieses Verfahren wird bei den niederländischen Eisenbahnen schon seit vielen Jahren mit gutem Erfolg angewendet. Die gußeisernen Büchsen werden, nachdem die Zylinder genau kreisförmig ausgebohrt sind und mit Dampf geheizt worden sind, eingeschoben. Die Büchsen sitzen dann nachher vollständig fest.

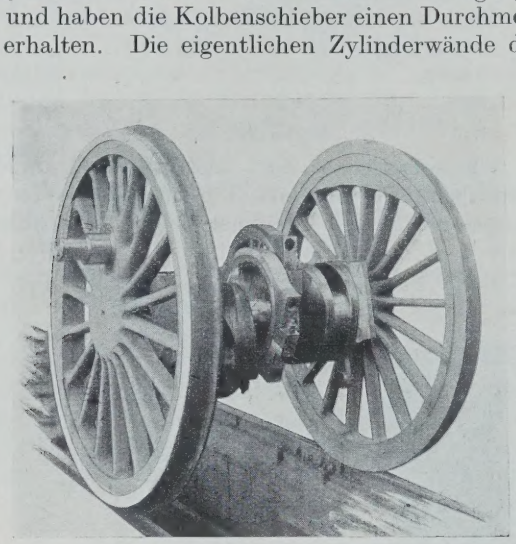


Abb. 5. Treibradsatz.

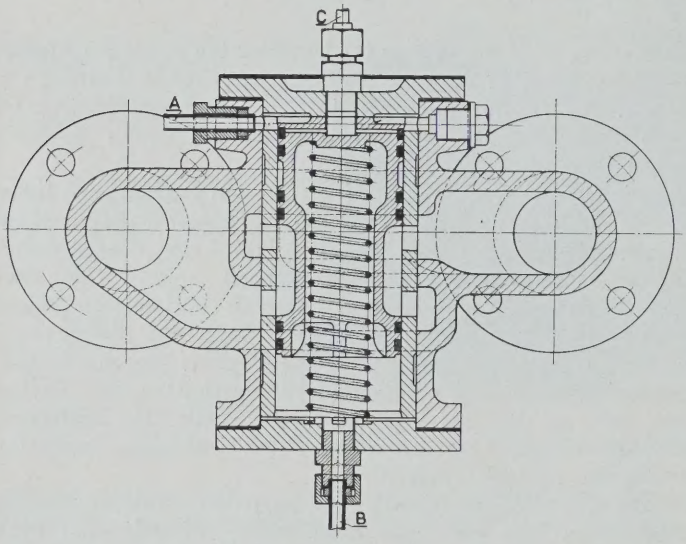



Abb. 6. Selbsttätige Umlaufvorrichtung an den Zylindern der 2 C Lokomotive.

Die Zylinder sind mit selbsttätigen Umlaufvorrichtungen nach eigenem Entwurf (Textabb. 6) ausgerüstet. Bei geschlossenem Regler werden die entsprechenden Enden von außen- und nächstliegendem Innenzylinder miteinander in Verbindung gebracht. Die Umlaufkanäle haben einen Durchmesser von 66 mm. Luftsaugeventile sind nicht angebracht worden um das Einsaugen von kalter Luft zu verhüten.

Die Kolbenstangen sind mit Stopfbüchsen von Sack und Kiesselbach in Winkelkammerausführung ausgerüstet. Die Ringe sind mit Schlitz und Stift versehen um das Drehen der Ringe zu verhindern. Vorn sind die Kolbenstangen nicht durch eine Stopfbüchse geführt. Am vorderen Zylinderdeckel ist vielmehr ein geschlossenes gußeisernes Schutzrohr mit langer gußeiserner Führungsbüchse für das vordere Ende der Kolbenstange vorgesehen. An jedem Zylinderende ist ein Sicherheitsventil von 32 mm Durchmesser angebracht.

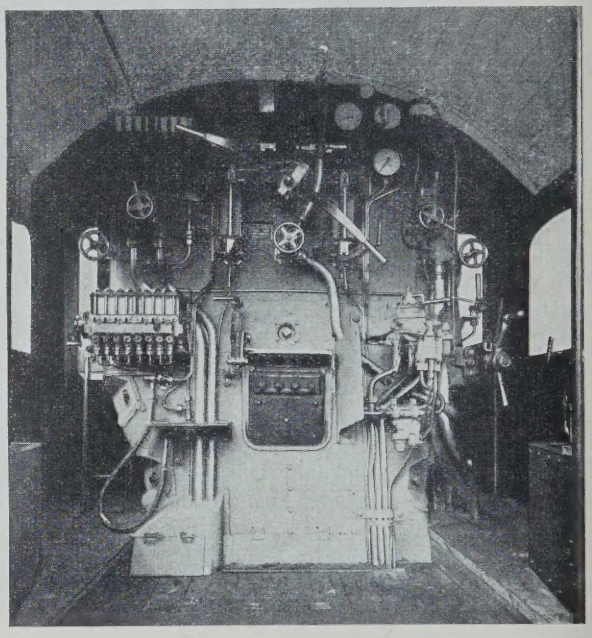


Abb. 7. Führerhaus der 2 C Lokomotive.

Die Dampfschieber sind gewöhnliche Kolbenschieber von 250 mm Durchmesser mit schmalen federnden Ringen und einfacher Einströmung. Die Ringe sind gegen Drehen gesichert. Die Schieberkörper haben im ganzen 0,75 mm Spiel in den Büchsen.

Schmierung mit Heißdampföl findet an 16 Stellen statt und zwar wird jeder Schieberkörper, jeder Zylinder und jede der vorderen Führungsbüchsen der Kolbenstangen unter Druck geschmiert.

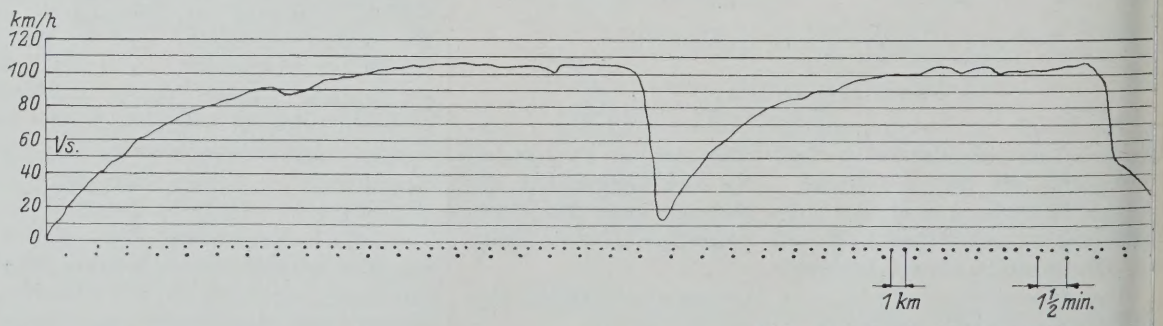



Abb. 8. Geschwindigkeitsdiagramm.

## Triebwerk.

Weil früher Kolbenstangenbrüche bei Vierzylinder-Lokomotiven am meisten an den Kreuzköpfen, an welchen die Mitnehmer der Steuerung befestigt waren, vorgekommen sind, sind nach der üblichen Ausführung bei den Lokomotiven

r niederländischen Eisenbahnen diese Mitnehmer neuerdings cht mehr an den Kreuzkopfkörpern, sondern an den Kreuzpfschuhen befestigt. Bei dieser Ausführung wirken die eschleunigungs- und Verzögerungskräfte der Steuerungsile nicht mehr als Biegungsbeanspruchung an den Kolbenangen.

Die Kreuzkopfschuhe sind aus Gußeisen hergestellt mit eißmetalleinlagen.

Zur Lagerung des Kreuzkopfbolzens sind keine losen inge verwendet worden. Es hat sich herausgestellt, daß e Ausführung mit losen Ringen manchmal zum Bruch des reuzkopfkörpers Veranlassung gegeben hat, weil es hierbei ırch falschen Einbau möglich ist, daß der Kreuzkopfbolzen ır an einer Seite fest sitzt, während an der anderen Seite was Spiel vorhanden ist. Der Kreuzkopfbolzen wird sich dann wegen können und den Kreuzkopfkörper beim festsitzenden ing spalten. Die ausgeführte Konstruktion mit durchufenden Kegelflächen in den beiden Löchern des Kreuzpfkörpers, in welchen der Kreuzkopfbolzen mit entsprechend bildeten Kegelflächen anliegt, ohne lose Ringe, gibt eine ößere Sicherheit gegen falsches Einbauen.

Die Lager der Treibstangen am vorderen Ende und die uppelstangenlager sind einteilige Büchsen, welche nicht chstellbar sind. Alle Lager der Treib- und Kuppelstangen erden mittels Schmierdochte geschmiert mit Ausnahme des rderen Treibstangenlagers für dessen Schmierung nur ı Schmierloch vorgesehen ist.

## Steuerung.

Die Steuerung wirkt unmittelbar auf die Innenschieber ıd mit Übertragungshebeln mittelbar auf die Außenschieber. adurch ist es möglich, bei den Außenzylindern die Schiebersstenmitten innerhalb der Zylindermitten zu verlegen. Die bertragungshebel sind vor den Zylindern angeordnet um ne einfache Ausführung zu ermöglichen. Zwar beeinflußt e Dehnung der inneren Schieberstange durch die Wärme e Stellung des Außenschiebers, doch kann dieser Einfluß i der Einstellung der Schieber berücksichtigt werden. Die erlegung der Umkehrhebel nach hinten würde zu verwickelter onstruktion der Festpunkte führen.

Die Ergebnisse dieser Steuerung sind in nachfolgender ısammenstellung enthalten.

Die Schieber können mittels Stellmuttern in den Schiebersangen eingestellt werden.

Die Steuerungsstangen sind in den Augen mit gehärteten üchsen ausgerüstet, die Bolzen sind ebenfalls gehärtet, enso die Gleitflächen der Schwinge und der Schwingenein. Nur die Schwingenzapfen haben Rotgußbüchsen und e Exzenterringe Weißmetallfutter. Alle Steuerungsbolzen

| Nennwert | Füllungen in % des Kolbenhubes | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Vorwärts | | | | Rückwärts | | | |
| | innen | | außen | | innen | | außen | |
| | hinten | vorn | hinten | vorn | hinten | vorn | hinten | vorn |
| 20 | 19,4 | 20,5 | 17,1 | 24 | 19,4 | 20,5 | 16,1 | 25 |
| 30 | 29,5 | 30,3 | 25 | 35,9 | 28 | 30,9 | 25,8 | 36 |
| 40 | 41 | 40 | 35 | 48,2 | 40 | 44 | 35 | 47 |
| 50 | 50 | 50 | 43 | 57 | 46 | 47,2 | 50 | 57 |
| 60 | 60 | 60 | 53 | 66 | 56 | 59 | 60 | 64 |
| 70 | 69,5 | 70,5 | 64 | 75 | 66 | 77 | 72 | 73 |
| 80 | 79 | 81 | 77 | 84 | 75 | 85 | 82 | 82 |

Der Steuerbock ist am Stehkessel, vor dem Führerhaus befestigt, damit der Durchgang durch die Tür in der Führerhausvorderwand nicht zu sehr beengt wird. Die Füllungsgrade sind auf einem Messingschild im Führerhaus angegeben.

## Führerhaus (Textabb. 7).

Das Führerhaus ist in der Vorderwand an jeder Seite mit Türen versehen, damit das Lokomotivpersonal ohne Gefahr nach vorne kommen kann. Wegen der großen Breite des Führerhauses ist es nicht möglich, außen am Führerhaus entlang nach vorn zu gehen ohne das Umgrenzungsprofil zu überschreiten. Bei der ausgeführten Stehkesselbreite war es noch eben möglich, eine Tür in der Vorderwand anzubringen.

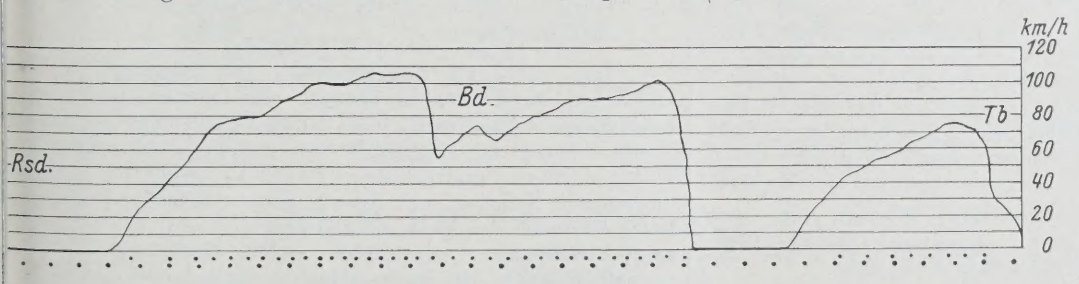
An der Rückseite ist das Führerhaus teilweise geschlossen durch etwa 700 mm breite Rückenwände an jeder Seite

## Ausrüstung.

Für die Schmierung der unter Dampf gehenden Teile sind zwei Friedmann-Ölpumpen Klasse Nk im Führerhaus an der linken Seite der Stehkesselrückwand angebracht. Jede Ölpumpe hat acht Anschlüsse. Vor jede einzelne Schmierstelle ist in die Druckleitung ein Friedmann-Ölrückschlagventil „Olva“ eingeschaltet.

Für die Zugheizung ist an der Kesselrückwand ein Druckminderventil angeordnet. In der Heizleitung ist ein Umschalthahn angebracht, welcher in vier Stellungen stehen kann, und zwar für Heizung nach hinten, Heizung nach vorne, Heizung nach beiden Seiten und abgesperrt. Die Heizleitungen haben einen Durchmesser von 44 mm.

Die Sandkästen sind unter den Bekleidungen der Außenzylinder angebracht. Dadurch bleibt der Sand trocken und zum




der 2 C Lokomotive.

aben einen Durchmesser von 45 mm mit Ausnahme des erbindungsbolzens zwischen Exzenterstange und Schwinge, elcher einen Durchmesser von 55 mm hat. Alle Steuerungsolzen werden von besonderen Schmiergefäßen aus mit Öl rsorgt.

Füllen der Sandkästen braucht man den Sand nicht so hoch zu heben. Die Luftsandstreuer Bauart Knorr sind vor den Treibrädern angeordnet.

Im Führerhaus ist ein registrierender Geschwindigkeitsmesser Bauart Hasler angebracht.

### Tender.

Der Tender ist vierachsig. Alle Achsen sind fest, mit Abständen von je 1600 mm, so daß der gesamte feste Achsstand 4800 mm beträgt. Die beiden mittleren Radsätze haben 10 mm schwächere Spurkränze. Nach den bei den niederländischen Eisenbahnen gemachten Erfahrungen laufen diese Tender bedeutend ruhiger als die Tender mit Drehgestellen.

Der Tenderkasten ist mit schwach gekrümmten Seitenwänden, ähnlich einem Schiffsmodell ausgeführt.

Die Wasserfüllöffnungen sind an beiden Seiten über die ganze Kastenlänge angebracht, damit das Wassernehmen leichter vor sich geht.

Zur Bestimmung des im Tender vorhandenen Wasservorrats dient ein Rohr, in dem mittels eines in $m^3$ eingeteilten Meßstabes die Wasserhöhe ermittelt werden kann.

### Bremse.

Die Lokomotive und der Tender sind mit der selbsttätig wirkenden Einkammerdruckluftbremse, System Westinghouse, Bauart Knorr, ausgerüstet. Außerdem ist die nicht selbsttätige Druckluftbremse angebracht. Beide Druckluftbremsen wirken auf sämtliche Lokomotiv- und Tenderräder.

Die Bremsprozente betragen:

| | |
|---|---|
| beim Drehgestell | 42% |
| bei den Treib- und Kuppelrädern | 68% |
| bei den Tenderrädern bei vollen Vorräten | 50% |
| „ „ „ bei halben „ | 68% |
| „ „ „ leer | 108%. |

Zwischen Lokomotive und Tender sind zwei Bremsschläuche angebracht, einer für die selbsttätige und einer für die nicht selbsttätige Bremse. Ebenfalls sind für die Drehgestellbremse zwei derartige Schläuche vorgesehen.

Das Drehgestell-Löseventil ist mittels Zugdrahtes im Führerhaus zu betätigen.

### Probefahrt.

Bei der Lastprobefahrt wurde ein Zug von 18 vierachsige Personenwagen (Wagengewicht 650 bis 670 t) mit einer Ge schwindigkeit von 100 km/Std. anstandslos von Tilburg nac Vlissingen und zurück (2 × 120 km) befördert. Textabb. zeigt das Geschwindigkeitsdiagramm von einer dieser Probe fahrten.

Bei einer der ersten Probefahrten brach eine Exzenter stange. Es stellte sich heraus, daß der Bolzen zur Verbindun der Exzenterstange an der Schwinge gefressen hatte un fest saß. Als Ursache wurde angenommen, daß der Bolze zu wenig Spiel gehabt habe. Als aber bei der nächsten Loko motive dieser Fehler sich wieder zeigte und zwar an derselbe Stelle der Bahn, wurde es klar, daß die Ursache anderweiti zu suchen sei. Die betreffende Stelle der Bahn war in eine ziemlich starken Kurve gelegen. Es war auffallend, daß be der Einfahrt in diese Kurve, welche mit großer Geschwindig keit durchfahren wurde, die Lokomotive während einer kurze Weile ziemlich stark schwankte und einige Sekunden späte eine Exzenterstange brach. Offenbar war also die Schwankun der Lokomotive die Ursache. Es stellte sich heraus, daß be dieser Schwankung die Schwinge und deshalb auch das vorde Ende der Exzenterstange diese Bewegung mitmacht, nich aber das Exzenter auf der Achse, so daß die Stange auf Torsio beansprucht wurde. Nach dieser Erkenntnis sind die E zenterscheiben kugelförmig abgedreht und die Exzenterring dementsprechend gebildet worden, ferner deren Ränder a jeder Innenseite 2 mm schmäler gedreht worden. Nach dies Änderung sind keine Exzenterstangenbrüche mehr vo gekommen.

Im Betrieb hat sich herausgestellt, daß der Abdam aus dem Schornstein bei leichtem Fahren (d. h. z. B. b 20% Füllung und mit wenig geöffnetem Regler) die Beobachtu der Strecke manchmal sehr behindert, weshalb beschloss wurde, die Lokomotiven mit Windleitblechen zu versehe Dadurch wurde die Aussicht auf die Strecke wesentli gebessert.

## Nickelstahl im Lokomotivbau.

Der Amerikaner M. Charles Mc Knight von der Internationalen Nickel Company hat kürzlich in zwei Fachzeitschriften*) über die Erzeugung des Nickelstahls für den Lokomotivbau berichtet.

Seine Mitteilungen gaben, wenn sie auch zu gewissem Grade als Werbung zugunsten der Nickelgewinnungsindustrie zu werten sind, einen guten Überblick über den Stand der Verwendung von Nickelstahl in den Vereinigten Staaten und lassen erkennen, daß der Verfasser sich auch um die deutschen Erfahrungen bemüht hat. Für die Einführung des Nickelstahls in die Technik ist, wie vielfach bei hochwertigen Stahlsorten, die Waffenindustrie mit ihrer hohen Werkstoffbeanspruchung bahnbrechend gewesen. Das Verkehrswesen hat von da die Erfahrungen übernommen und die für seine Beanspruchungen passenden Nickelstahlsorten ausgewählt. Die hauptsächlich in Betracht kommenden Bauteile sind folgende:

Kesselblech mit 3% Ni. Der Gewinn an Festigkeit beträgt 40%, der Mindestwert der Bruchfestigkeit 48 kg/mm².
Siederohre mit 2% Ni.
Stehbolzen mit 0,5 bis 2% Ni.
Schmiedestücke für Triebwerksteile mit C-Gehalt zwischen 0,15 bis 0,3% erhalten einen Ni-Zusatz von 3,5%. Die zugehörigen mechanischen Gütewerte betragen: Streckgrenze = 43, Bruchfestigkeit = 64 kg/mm², Dehnung = 30, Querschnittsverminderung = 60%.
Rahmen aus Stahlguß besitzt bei 0,18° C, 2% Ni eine Spannu an der Streckgrenze von 37, beim Bruch von 60 kg/m Dehnung = 30%, Querschnittsverminderung = 56%. De auf Schwingungsmaschinen festgestellte Dauerfestigk (Ermüdungsgrenze) liegt 40% über der des Regelstahlguss.
Auch Gußeisen (Grauguß) erhält Ni-Zusatz von 1%. Se Härte steigt bei guter Bearbeitbarkeit auf 200 bis 0 Brinelleinheiten.

Dem deutschen Lokomotivbau sind obige veredelte We stoffe mit ihren höheren mechanischen Gütewerten und ihm geschätzten Gefügeaufbau wohl bekannt. Die höheren Gestehur kosten wirkten für allgemeine Verwendung abschreckend. D würde wohl eine andere auch in Amerika geschätzte Eigensch die geringe Neigung zum Altern, verschiedentlich bei uns ern hafte Versuche der Verwendung von Ni-Stahl zu eisernen Lo motivfeuerbüchsen rechtfertigen. Die Erfahrungen sind z erst einige Jahre alt, lassen jedoch erwarten, daß die Kerbzä keit des Werkstoffes auch bei jahrelangem Verharren un Betriebstemperatur und Spannungswechsel keine wesentl Minderung zeigt.

Im übrigen laufen die Bemühungen unserer Stahl- nd Gießereiindustrie, die nicht über unbegrenzte Nickelvorräte r fügt, dahin, aus nicht legiertem Eisen durch besondere Schm zweise und Wärmebehandlung des geformten Stücks bestmöglic te Gütewerte herauszuholen. F

*)Transactions of the American Society of Mechanical Engineers May—August 1928 und Bulletin de L'association internationale du Congrès des chemins de fer Janvier 1929.

Abb. 10. 1 D + D 1 h 6 Garratlok. der London and North Eastern Ry.

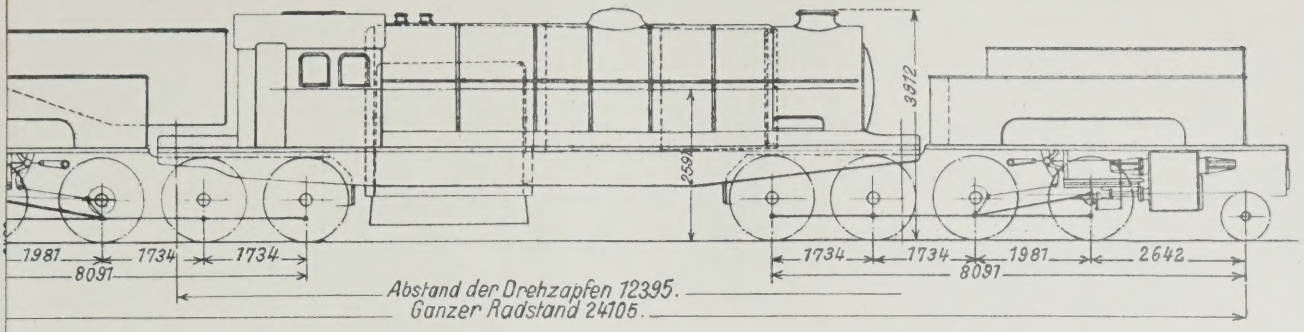



Abb. 11. 2 C Schnellzuglok. der Great Western Ry.

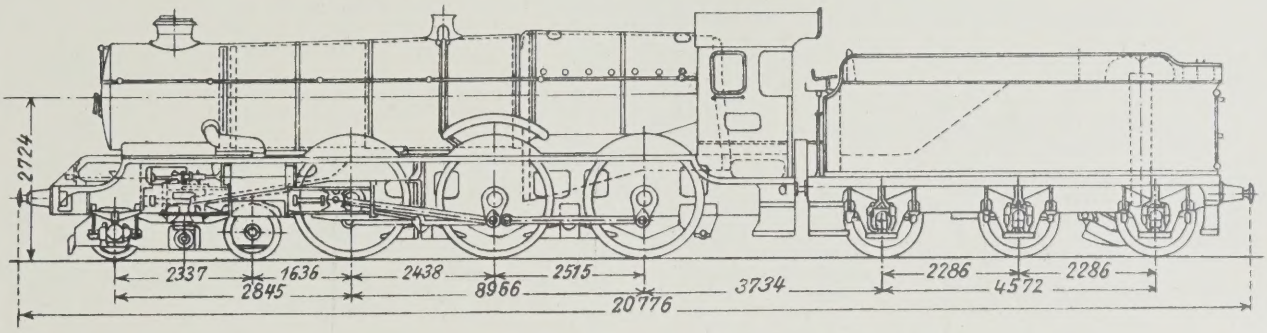



Abb. 12. 2 C - h 3 Schnellzuglok. der London Midland and Scottish Ry.

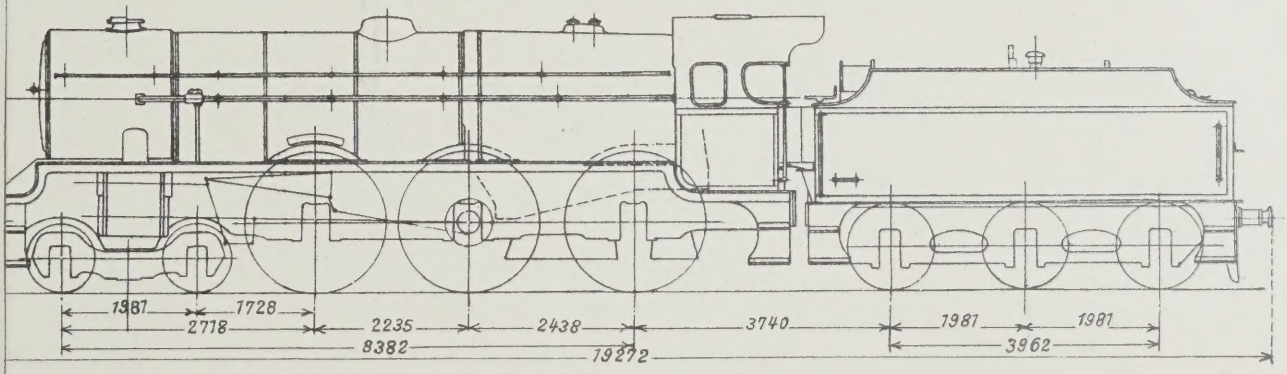



Abb. 13. 2 C - h 4 Schnellzuglok. der Southern Ry.

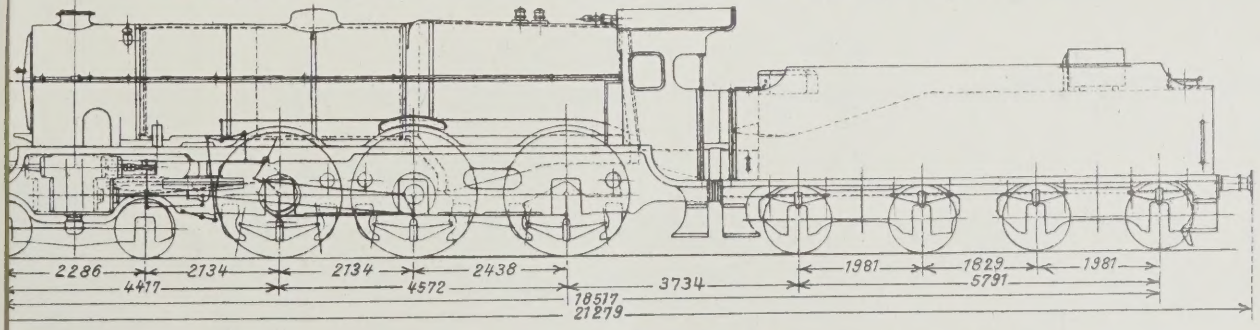
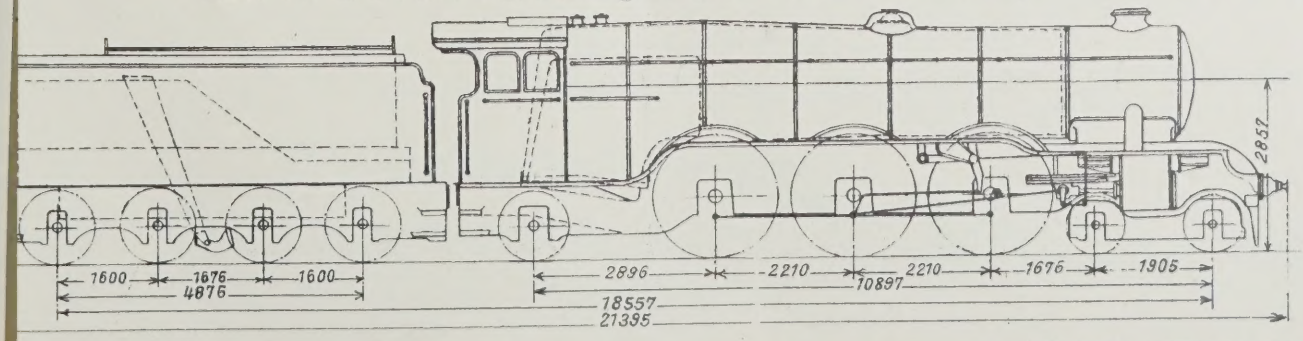



Abb. 14. 2 C 1 h 4 Schnellzuglok. der North Eastern Ry.




Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Abb. 1. 1 D - h 2 Güterzuglok. der Great Western Ry.

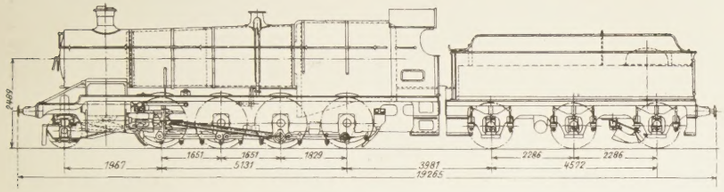


Abb. 2. 1 D - h 2 Lok. für gemischten Dienst der Great Western Ry.

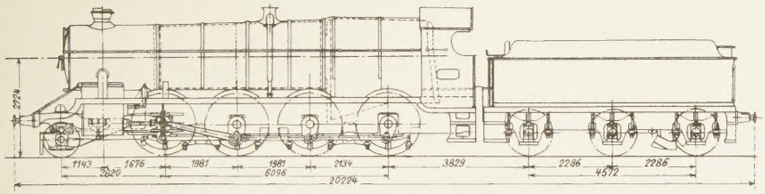


Abb. 3. E - h 4 Schiebelok. der London Midland and Scottish Ry.

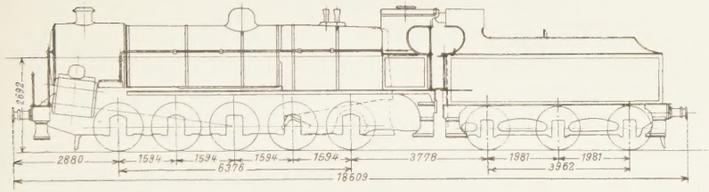
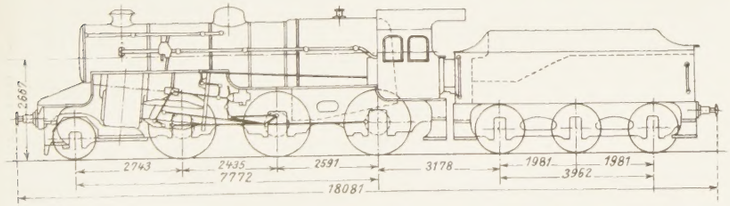


Abb. 4. 1 C - h 2 Güterzuglok. der London Midland and Scottish Ry.



Zum Aufsatz: Die Entwicklung

der Lokomotive in England.

Abb. 5. 1 C - h 2 Güterzuglok. der Southern Ry.

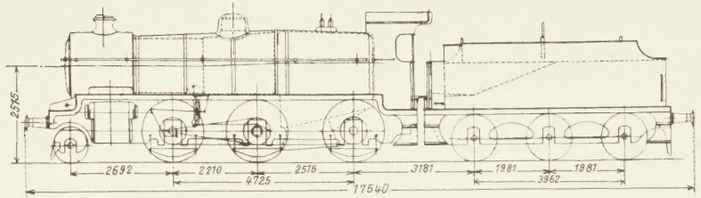


Abb. 6. 2 C - h 2 Schnellzuglok. der Southern Ry.

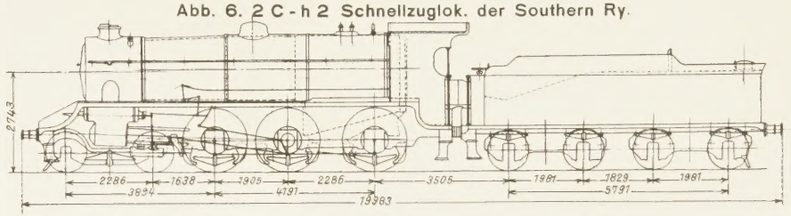


Abb. 7. 1 C - h 3 Eilgüterzuglok. der London and North Eastern Ry.

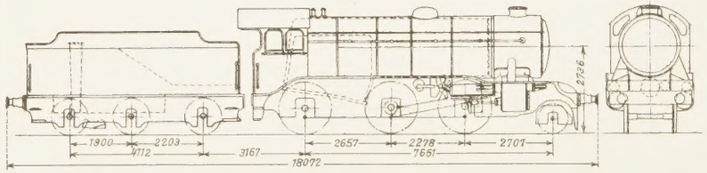


Abb. 8. 1 D - h 3 Güterzuglok. der London and North Eastern Ry.

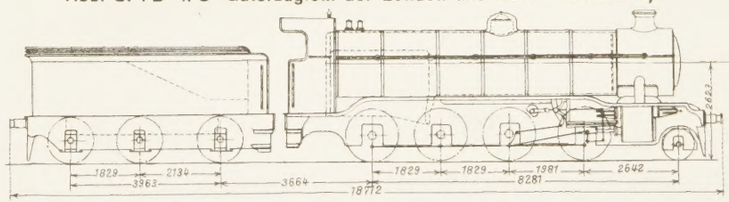


Abb. 9. 1 D 1 - h 3 Güterzuglok. der London and North Eastern Ry.

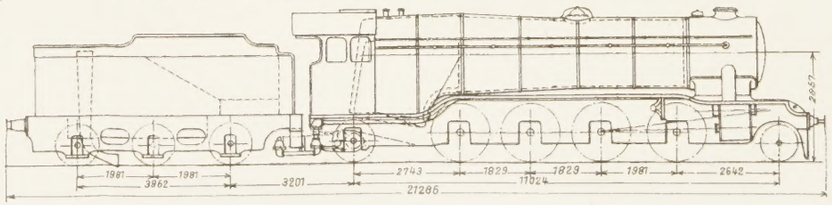


Abb. 10. 1 D + D 1 h 6 Garratlok. der London and North Eastern Ry.

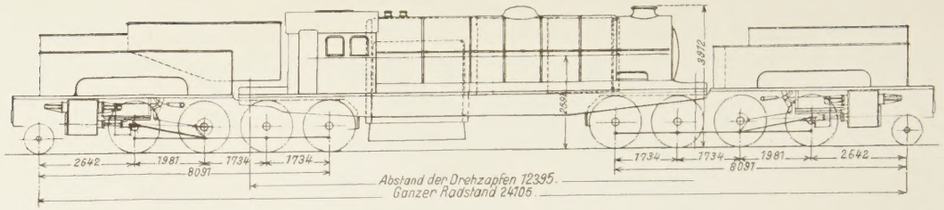


Abb. 11. 2 C Schnellzuglok. der Great Western Ry.

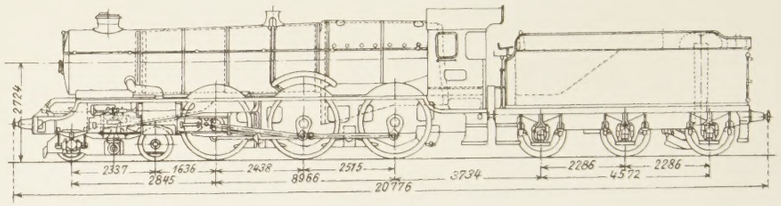


Abb. 12. 2 C - h 3 Schnellzuglok. der London Midland and Scottish Ry.

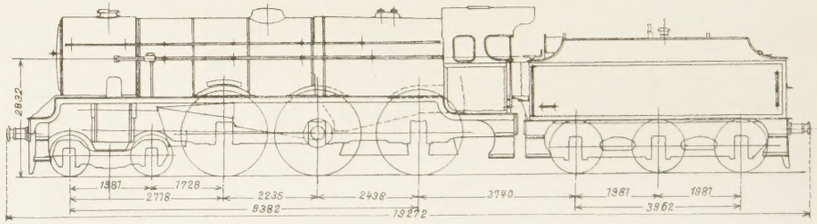


Abb. 13. 2 C - h 4 Schnellzuglok. der Southern Ry.

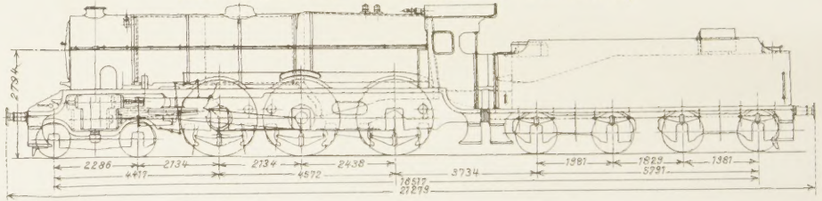
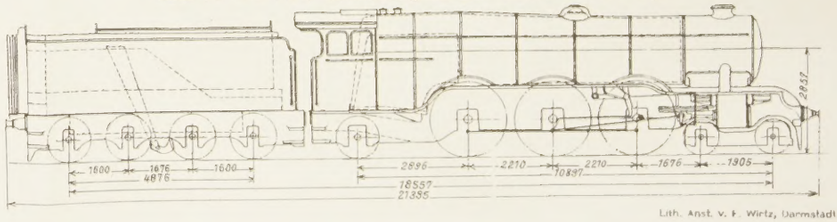


Abb. 14. 2 C 1 h 4 Schnellzuglok. der North Eastern Ry.



C. W. Kreidel's Verlag München

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt

# Die Entwicklung der Lokomotive in England.

Von **O. Bulleid**, Assistant Chief Mechanical Engineer, L. N. E. R., Kings Cross, London.
Aus dem Englischen übersetzt von Reichsbahnrat Dannecker.

Hierzu Tafel 13.

## I. Lokomotivgeschichte bis 1900.

Bis zum Jahre 1825 hatte man Lokomotiven im wesent- nur auf den Förderbahnen der Kohlenbergwerke ver- et. Erst als in diesem Jahre die Stockton and Dar- on Railway eröffnet wurde, die auch dem Personen- hr dienen sollte, zeigte sich das Bedürfnis, Lokomotiven uen, die für höhere Geschwindigkeiten geeignet sein .

Die Stockton and Darlington Railway kann sich en, daß sie die erste, dem öffentlichen Verkehr dienende bahn gewesen ist, die Dampflokomotiven zur Zug- ung benützt hat. Sie verfügte schon an ihrem Er- ngstag über die bekannte „Lokomotive Nr. 1", die Robert Stephenson & Co. gebaut war und heute auf Bahnsteig des Bahnhofs der London and North ern Railway in Darlington auf einem Sockel auf- lt ist. Textabb. 1 zeigt eine Photographie der Lokomotive, iese bei der Jahrhundertfeier der Bahn im Festzug zu war. Die Lokomotive hatte einen Kessel aus Schweiß- der 3150 mm lang war, einen Durchmesser von 1219 mm und im Innern ein einziges Heizrohr von 610 mm Durch- r besaß. Das vordere Ende dieses Heizrohres war nach abgebogen und als Schornstein ausgebildet. Über jeder eiden Treibachsen saß senkrecht auf dem Kesselrücken Zylinder von 241 mm Durchmesser und 610 mm der mit seinem unteren Teil in den Kessel ngebaut war. Die Kolbenstangen waren mit Querhäuptern verbunden, die Parallelführung n. Zum Antrieb der Treibachsen dienten auf Lokomotivseite zwei Treibstangen.

Während der ersten beiden Betriebsjahre waren samt vier derartige Lokomotiven der „Loco- ion-Klasse" auf der Stockton and Darlington way im Betrieb. Aber es fehlte sowohl den uern der Lokomotiven wie auch dem Betriebs- nal der Bahn noch an der nötigen Erfahrung chtlich der Wartung derselben, so daß bei den ltnismäßig großen Fahrtleistungen immer mehr ände auftraten und die Leitung der Bahn es schließlich allen Ernstes überlegte, ob sie nicht Betrieb mit Dampflokomotiven wieder aufgeben .

Auf Grund dieser schlechten Erfahrungen bei Stockton and Darlington Railway hatte man auch beim Bau der Liverpool and Man- ter Railway zunächst daran gedacht, ob man den Betrieb mit ortsfesten Dampfmaschinen en sollte. Schließlich entschied man sich jedoch hier dafür, einen Preis von 500 Pfund Sterling für die Lokomotivbauart auszusetzen.

Als Bedingung wurde verlangt, daß die Lokomotive, die ens nicht mehr als 550 Pfund Sterling kosten durfte, bei n höchsten Eigengewicht von 6 t eine Schlepplast von 20 t hließlich dem vollen Tender mit einer Geschwindigkeit 16 km/h (10 englische Meilen) befördern durfte. Dabei der Kesselüberdruck nicht über 3,5 at (50 lbs auf 1 □ Zoll) gen; auch sollte die Lokomotive rauchverzehrend arbeiten, möglichst wenig Rauch entwickeln.

Lokomotiven mit einem geringeren Gewicht als 6 t sollten rzugt werden und wenn das Gewicht 4½ t nicht überschritt, urfte die betreffende Lokomotive nur zweiachsig sein, chte auch entsprechend weniger zu ziehen. Lokomotive Tender sollten außerdem auf Tragfedern ruhen. Schließlich war die Liverpool and Manchester Railway noch berechtigt, den Kessel und die Zylinder mit einem Druck von 10,5 at (150 lbs auf 1 □ Zoll) zu prüfen.

Die Geschichte der Versuchsfahrten, die am 6. Oktober 1829 bei Rainhill, ungefähr 16 km von Liverpool entfernt, vorgenommen wurden, ist bekannt. Es mag genügen, wenn

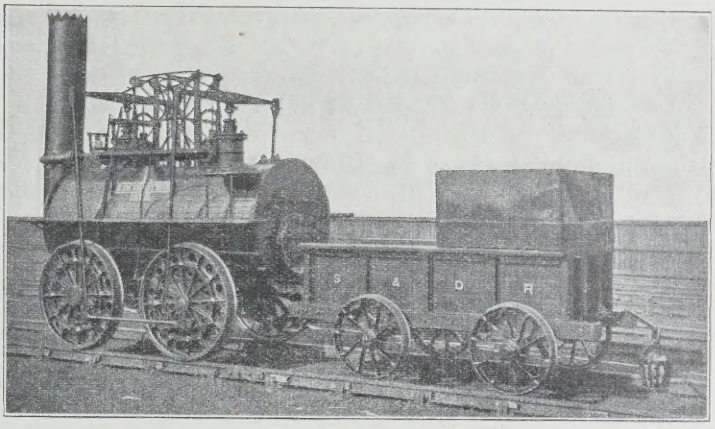


Abb. 1. „Die Locomotion".

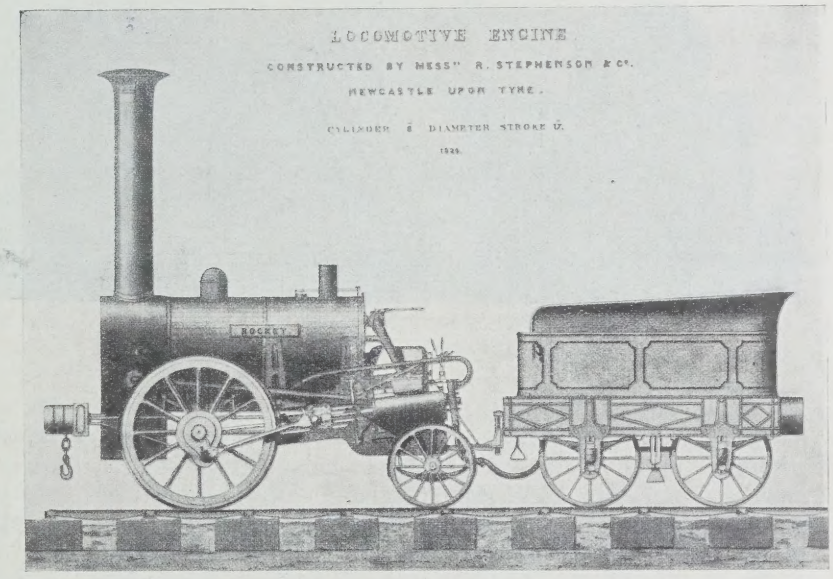



Abb. 2. Lokomotive „Rocket". Letzte Form.

hier daran erinnert wird, daß die von Robert Stephenson & Co. in seinem Werk in Newcastle gebaute Rocket die einzige Lokomotive war, die alle die verschiedenen Bedingungen des Ausschreibens erfüllte und sämtliche Versuchsfahrten ohne irgend welchen Anstand erledigte, so daß ihr der Preis von 500 Pfund Sterling zufiel.

Die Rocket hatte mit diesen Versuchsfahrten den Beweis geliefert, daß trotz aller vorhergehenden schlechten Erfahrungen dennoch die Dampflokomotive das bestgeeignete Zugförderungsmittel für den Eisenbahnbetrieb vorstellte.

Die in Textabb. 2 dargestellte Zeichnung der Rocket (aus J. G. H. Warren „Ein Jahrhundert Lokomotivbau") soll auf Anordnung der Leitung der Liverpool and Manchester Railway angefertigt worden sein, als man damit umging, die berühmte Lokomotive aus dem Dienst zu ziehen und aus-

zumustern. Sie zeigt die Lokomotive in dem Zustand, wie sie nach dem Rennen von Rainhill umgebaut worden war.

Die Rocket war die erste in England gebaute Lokomotive mit einem Röhrenkessel. Sie hatte folgende Hauptabmessungen:

| | |
|---|---|
| Zylinderdurchmesser | 203 mm |
| Kolbenhub | 432 „ |
| Gesamte Heizfläche — angenähert — | 12,45 m² |
| Rostfläche | 0,56 „ |
| Kesselüberdruck | 3,5 at |
| Treibraddurchmesser | 1435 mm |
| Laufraddurchmesser | 762 „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive — angenähert — | 4,3 t |
| Vorrat an Wasser | 1,36 m³ |
| Vorrat an Brennstoff (Koks) | 0,25 t |
| Dienstgewicht des Tenders — angenähert — | 3,25 „ |
| Zugkraft | 436 kg |

Die Firma Robert Stephenson & Co. in Darlington hat auf Bestellung von Henry Ford eine Nachbildung der

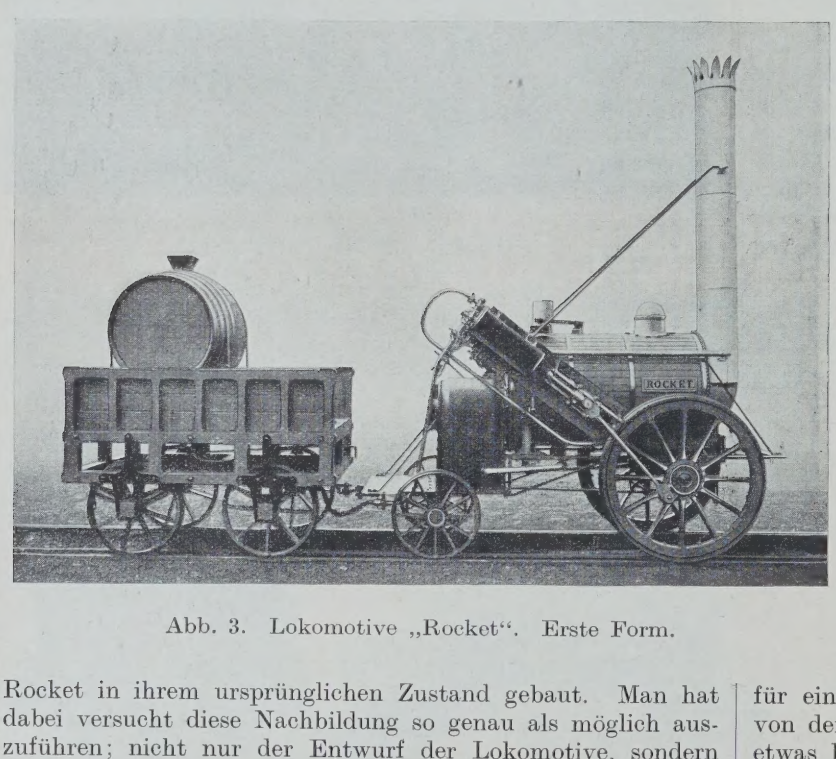



Abb. 3. Lokomotive „Rocket". Erste Form.

Rocket in ihrem ursprünglichen Zustand gebaut. Man hat dabei versucht diese Nachbildung so genau als möglich auszuführen; nicht nur der Entwurf der Lokomotive, sondern auch die verwendeten Werkstoffe und die werkstattmäßige Ausführung sollten den Verhältnissen der wirklichen Rocket, so wie sie bei den Versuchsfahrten von Rainhill und bei der Eröffnung der Liverpool and Manchester Railway ausgesehen haben soll, genau entsprechen.

Textabb. 3 zeigt diese Lokomotive, die Ford in seinem umfangreichen maschinentechnischen Museum in Detroit aufstellen will. Ob sie aber tatsächlich in jeder Beziehung der ursprünglichen Rocket gleicht, läßt sich heute kaum mehr feststellen. Es ist zweifelhaft, ob jemals Entwurfszeichnungen von der Lokomotive im Urzustand vorhanden waren; jedenfalls sind heute keine mehr da und die ursprüngliche Lokomotive, die jetzt im Museum von South Kensington in London aufgestellt ist, hat sich inzwischen vielerlei Abänderungen und Umbauten gefallen lassen müssen.

Allerdings sind in allerneuester Zeit noch einige Urkunden mit Skizzen aus der ersten Betriebszeit der Lokomotive gefunden worden, an Hand derer wenigstens einige strittige Punkte — vor allem hinsichtlich der Feuerbüchse — geklärt werden konnten. Man wird es also immerhin als sehr wahrscheinlich ansehen können, daß die Ford'sche Lokomoti wirkliche Nachbildung der ursprünglichen Rocket dar

Der Abschluß der Versuchsfahrten von Rainhill g Anlaß zum Bau einer größeren Zahl bemerkenswerter motiven. In dem Bestreben, die Gewichte und Gesch keiten dieser Lokomotiven zu steigern, mußte man a Schwierigkeiten stoßen. Meistens versuchte man zu die Lokomotiven nach dem Vorbild der Rocket nur zwe auszuführen. Die Folge davon war ein bedenkliches handnehmen der Schienenbrüche und man sah sich gezw schwereren Oberbau zu verlegen. Außerdem liefen di achsigen Lokomotiven unruhig und schlingerten stark diesem Grund und um überhaupt die Gewichtsverteil verbessern kam man schließlich auf den Gedanken, di motiven dreiachsig zu bauen, wobei man unter der büchse eine Laufachse anordnete.

Im Jahre 1834 bauten Robert Stephenson eine C-gekuppelte Güterzuglokomotive „Atlas" mit zylindern für die Leicester and Swannington Ra Es war dies die Vorläuferin der heutigen Güterzuglokomotive der englischen Bahnen Zylinder dieser Lokomotive hatten einen Durch von 406 mm und einen Hub von 508 mm, der war 2591 mm lang bei einem Durchmesse 1194 mm. Der Treibraddurchmesser betrug 13' der Radstand 3543 mm. Die Hauptrahmen außen und hatten die sogenannte „Sand Bauart*); für die Treibachse waren noch zus Innenrahmen vorgesehen. Verschiedene Lokon dieser Bauart wurden auch noch für andere geliefert.

Als das Urbild der heute am meiste breiteten Lokomotive mit Außenzylindern m B 1-Lokomotive gelten, die von G. und J. F gebaut wurde. Sie wurde 1838 auf der L and Croydon Railway in den Schiebedien gestellt und war die erste Lokomotive mit zylindern, deren Treibstangen unmittelbar a in den Treibrädern steckenden Treibzapfen w Die Schieberkästen lagen über den Zylinde die Schieber wurden mittels Schwinghebeln

Im Jahre 1834 nahm auch ein holländ Ingenieur Roentgen englische Patente auf E für eine „Vielfach-Verbundlokomotive", ohne daß i von dem tatsächlichen Bau einer solchen Lokomotive etwas bekannt geworden wäre.

Im Jahre 1847 kam John Nicholson, ein Beam Lokomotivabteilung der Eastern Counties Railw den Gedanken einer „Dauer-Verbundlokomotive". Samuel, der leitende Ingenieur dieser Bahn ließ die Er im Jahre 1850 patentieren und es wurden zwei Lokon hiernach umgebaut.

Diese unterschieden sich von den heutigen V lokomotiven insofern, als der Dampf in dem Hochdruckz ebenso wie im Niederdruckzylinder bis zum Auspuff ent wurde. Der Dampf trat zunächst bis zu 50 % Füllung nu Hochdruckzylinder ein. Darauf wurde eine Verbindu Niederdruckzylinder geöffnet, in welchem sich der gerade am Anfang des Hubes befand. Der Dampf kon dann in beiden Zylindern entspannen. Sobald der Hoch

*) Anmerkung der Schriftleitung. Die „San Rahmen waren aus mehreren Lagen zusammengesetzt. D äußeren Lagen bestanden aus schmiedeeisernen Blechen, di aus Holz; anfänglich wurde Eschenholz, später Eiche ver Jedoch rosteten dabei die eisernen Bolzen, die das Ganze zusa halten mußten, stark, so daß man schließlich Teakholz verw

n am Ende seines Hubes ankam, wurde die Verbindung nen den beiden Zylindern unterbrochen; im Hochdruck- ler begann dann die Ausströmung ins Freie, während sich m um 90° nacheilenden Niederdruckzylinder der Ent- ungsvorgang vollends abwickelte.

Der Enddruck in dem Hochdruckzylinder war dabei ıtlich höher gehalten, um einen genügenden Blasrohrdruck zielen.

m Jahre 1879 baute F. W. Webb bei der London and h Western Railway (die jetzt zum Netz der London, nd and Scottish Railway gehört) eine von Trevithicks Lokomotiven mit Außenzylindern auf Verbundwirkung Webb griff dabei zunächst auf die Anordnung mit hdruck- und 1 Niederdruckzylinder zurück, die Mallet im Jahre 1878 auf der Weltausstellung in Paris gezeigt

Die Umbau-Lokomotive hatte zwei Zylinder von m Durchmesser und 508 mm Hub. Der eine davon beim Umbau ausgebuchst und dadurch auf einen Durch- r von 229 mm verkleinert.

ie guten Ergebnisse, die mit dieser umgebauten Loko- e erzielt werden konnten, führten dann zum Bau der nten Webb'schen Dreizylinder-Verbundlokomo- , deren erste 1882 in den Bahnwerkstätten in Crewe estellt wurde. Die Lokomotive hatte die Achsanordnung 2 C 1) von Gresley beförderten diese verstärkten 2 B 1-Lokomotiven auf der Great Northern Railway fast die sämtlichen bedeutenden Expreßzüge. Die Lokomotiven sind auch insofern bemerkenswert, als sie zum erstenmal in England sehr leistungsfähige Kessel erhielten, die selbst bei außerordentlicher Beanspruchung noch den erforderlichen Dampf beischaffen konnten. Nach der jetzt in Amerika üblichen Ausdrucksweise könnte man etwa sagen, die Kessel dieser Atlantic-Lokomotiven hätten über 100 % Leistungsfähigkeit gehabt.

John Aspinall beschaffte 1899 bis 1902 für die Lancashire and Yorkshire Railway 40 Atlantic-Lokomotiven mit schmalen Feuerbüchsen und Innenzylindern, die in Horwich gebaut wurden. Für die North Eastern Railway baute Vincent Raven eine größere Anzahl ebensolcher Lokomotiven, jedoch in Dreizylinderanordnung.

Im Anschluß an die Einführung der 2 B 1-Außenzylinder-Lokomotiven bei der Great Northern-Bahn ist dann die Verwendung von Außenzylindern in England überhaupt häufiger geworden.

Das Ende des 19. Jahrhunderts sah zum erstenmal die Verwendung von 2 C-Lokomotiven im englischen Personenverkehr. Wilson Worsdell baute von 1899 bis 1900 zehn solche Lokomotiven für die North Eastern Railway. Die Lokomotiven hatten einen Treibraddurchmesser von 1861 mm;

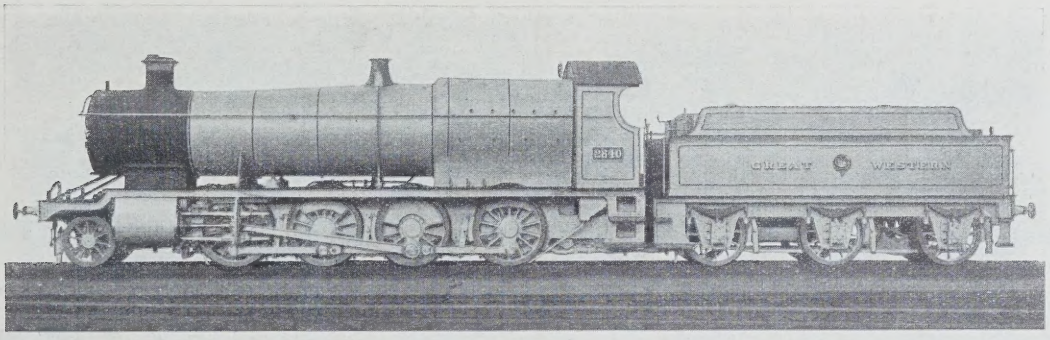


Abb. 4. 1 D Lokomotive der Great Western Bahn.

; sie besaß zwei außenliegende Hochdruckzylinder und mittleren Niederdruckzylinder. Jene hatten 292 mm messer und 610 mm Hub; sie trieben die hinterste Achse er Niederdruckzylinder hatte 660 mm Durchmesser und lls 610 mm Hub und wirkte auf die mittlere Achse. Die Treibachsen waren jedoch, wie aus der oben angegebenen nordnung ersichtlich ist, nicht gekuppelt.

uch die Great Eastern Railway (die jetzt einen Teil etzes der London and North Eastern Railway bildet) im Jahr 1884 auf Veranlassung von T. W. Worsdell ndlokomotiven ein. Diese hatten die Achsanordnung 2 B; eiden Innenzylinder in sogenannter Kreuz-Verbund- ıung hatten 457 und 660 mm Durchmesser. Ähnliche ıotiven baute Worsdell im Jahre 1887 auch für die ı Eastern Railway, bei der er inzwischen Chief ıotive-Superintendent geworden war.

ie erste Lokomotive der Atlantic-Bauart (Achs- ıung 2 B 1) wurde in England 1898 von H. A. Ivatt für eat Northern Railway beschafft. Sie wurde in den tätten der Bahn in Doncaster gebaut und hatte zwei zylinder von 476 mm Durchmesser und 660 mm Hub. was über 3 m langen Treibstangen wirkten auf den en Kuppelradsatz; die Treibräder hatten einen Durch- von 2032 mm.

iese Bauart war die Vorläuferin der späteren Atlantic- ıotiven, die jedoch etwas größere Kessel von 1676 mm messer und breite Feuerbüchsen hatten. Bis zur In- stellung der neuen Pacific-Lokomotiven (Achsanordnung sie wurden zunächst für die Beförderung der Ostküsten-Expreßzüge verwendet. Später beförderten sie Ferngüterzüge auf wichtigeren Linien und für die Schnellzüge wurde eine neue 2 C-Bauart beschafft, bei welcher der Treibraddurchmesser auf 2032 mm vergrößert wurde.

## II. Neuzeit.

Von 1900 an ging die Entwicklung der Lokomotive wesentlich rascher voran und gegenwärtig ist in England eine größere Anzahl von erstklassigen Lokomotiven im Betrieb, die nicht nur wegen ihrer Größe, sondern noch mehr hinsichtlich ihrer guten baulichen Durchbildung und wegen ihrer hervorragenden Wirtschaftlichkeit bemerkenswert sind.

Bei der Betrachtung der neueren englischen Lokomotivbauarten scheint es zweckmäßig, diese nach Güter- und Personenzuglokomotiven zu trennen. Im folgenden sollen zuerst die Güterzuglokomotiven behandelt werden.

Die Great Western Railway baute ihre erste 1 D-Lokomotive im Jahr 1903. Der Entwurf stammte von Churchward und sah Zylinder von 457 mm Durchmesser und 762 mm Hub und Treibräder von 1410 mm Durchmesser vor. Textabb. 4 und Abb. 1, Taf. 13 zeigt eine spätere Maschine derselben Bauart, jedoch mit etwas größeren Zylindern. Diese 1 D-Güterzuglokomotiven haben innenliegende Stephenson-Steuerung und Kolbenschieber. Die wichtigsten Abmessungen und Verhältnisse dieser und der nachfolgend beschriebenen Lokomotiven sind in der am Schluß des Aufsatzes stehenden Zusammen-

stellung enthalten; Typenbilder von ihnen sind in den Abb. 1 bis 14, Taf. 13 zusammengestellt.

Die einzige vierfach gekuppelte englische Lokomotive, die für gemischten Verkehr bestimmt ist, d. h. sowohl Güter- als auch Personenzüge befördern soll, wurde 1919 ebenfalls nach dem Entwurf von C. J. Churchward gebaut und wird außer für den Güterverkehr hauptsächlich für die Beförderung schwerer Ausflugszüge verwendet (Abb. 2, Taf. 13).

Auf dem Midland-Abschnitt der London Midland and Scottish Railway läuft die — abgesehen von einer Versuchsausführung — einzige fünffach gekuppelte Lokomotive Eng-

die Innenzylinder sind übers Kreuz geführt. Die Steuer die von Walschaert und liegt außen; die Zylinder sind 1:7 geneigt (Abb. 3, Taf. 13).

Die London, Midland and Scottish Railway auch bemerkenswerte 1 C-Lokomotiven für den gemi Dienst. (Textabb. 5 und Abb. 4, Taf. 13). Sie sind dem Entwurf von Henry Fowler gebaut und habe Zylinder von 533 mm Durchmesser und 660 mm Hub Kolbenschieber haben einen Durchmesser von 279 m

Textabb. 6 und Abb. 5, Taf. 13 zeigt eine der neuzeitlichen 1 C-Lokomotiven der Southern Railw

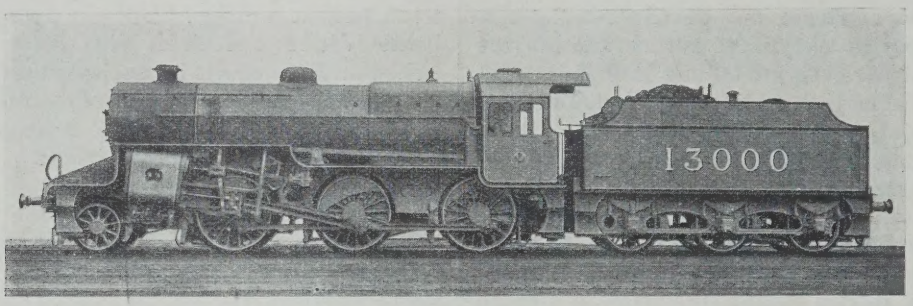



Abb. 5. 1 C-h 2 Lokomotive der L M S Bahn.

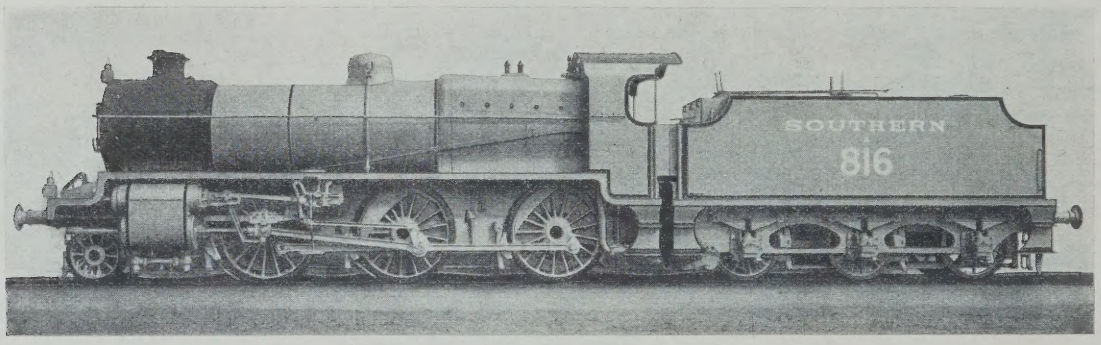



Abb. 6. 1 C-h 2 Lokomotive der Southern Bahn.

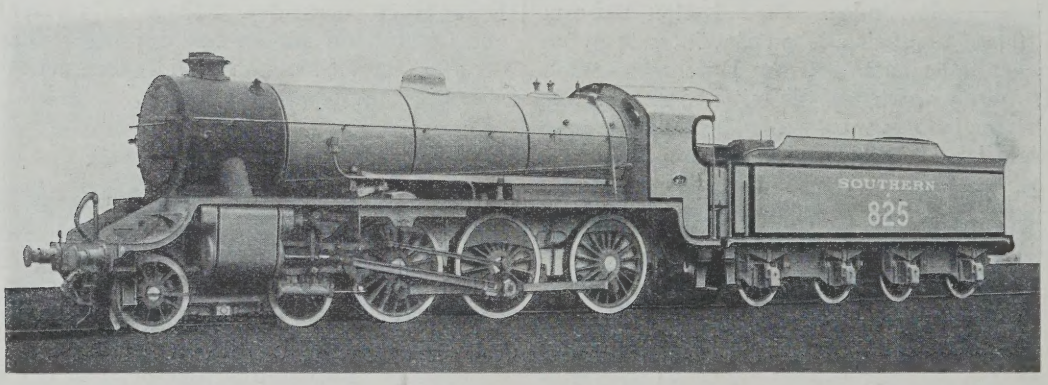



Abb. 7. 2 C-h 2 Lokomotive der Southern Bahn.

lands. Sie wurde 1919 nach den Plänen von Henry Fowler gebaut und steht im Schiebedienst auf der Rampe von Lickey. Um die Achsbelastungen innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten, mußte man die Lokomotive mit Schlepptender bauen. Bei einer Tenderlokomotive, deren Bau an sich näher gelegen hätte, wären die Achsdrücke zu hoch geworden.

Der größte Achsdruck der fertigen Lokomotive beträgt demgemäß nur 15,7 t, ihr Metergewicht 5,73 t/m. Die Lokomotive hat vier Zylinder. Für je zwei Zylinder ist ein gemeinsamer Kolbenschieber mit äußerer Einströmung vorgesehen, der über dem äußeren Zylinder angeordnet ist; die Kanäle für

gemischten Dienst, Textabb. 7 und Abb. 6, Taf. 2 C-Lokomotive derselben Bahn, die für die Beförderu Eilgüterzügen bestimmt ist.

Auf der London and North Eastern Railwa Regellokomotive für den Eilgüterzugdienst eine dreizy 1 C-Lokomotive eingeführt. Die Lokomotive ist in Te und Abb. 7, Taf. 13 wiedergegeben und stellt e neuesten englischen Bauarten vor. Der erste dieser Lokomotive stammt von H. N. Gresley un mancherlei Bemerkenswertes auf.

Der Langkessel mit einem Durchmesser von

d einer Länge von 3493 mm ist in einem Schuß hergestellt; r Kesselüberdruck beträgt 12,7 at. Die Kolbenschieber haben ien Durchmesser von 203 mm und sind mit schmalen Ringen rsehen. Die beiden äußeren Schieber werden von Walschaert-euerungen bewegt; die Bewegung des mittleren Schiebers rd durch Übertragungshebel nach einem besonderen paten-rten Entwurf Gresleys von den beiden äußeren Steuerungen ertragen*).

Alle drei Zylinder treiben die mittlere Kuppelachse an, die erzu gekröpft wurde. Für die Treib- und Kuppelstangen urde Chromnickelstahl verwendet; sie sind infolgedessen gut durchgebildet und sehr leistungsfähig. Der Kessel, die Steuerung, die Zylinder und einige weitere Teile sind austauschbar mit den entsprechenden Teilen der weiter unten beschriebenen 2 C 1-Schnellzuglokomotive. Die Schleppachse besitzt einen besonderen Hilfsmaschinenantrieb — den amerikanischen „Booster" —. Die Hilfsmaschine wird nur zum leichteren und rascheren Anfahren und zur Vergrößerung der Zugkraft auf starken Steigungen eingeschaltet. Diese „Mikado"-Lokomotive soll Erzzüge von 1600 t Gewicht zwischen Peterboro und London mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 42 km/h über eine längere Steigung von

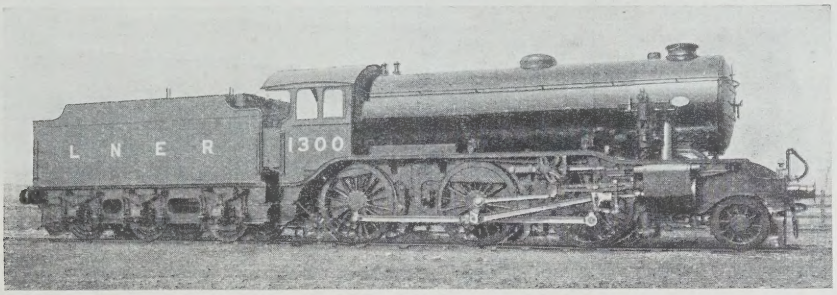



Abb. 8. 1 C-h 3 Lokomotive der L N E Bahn.

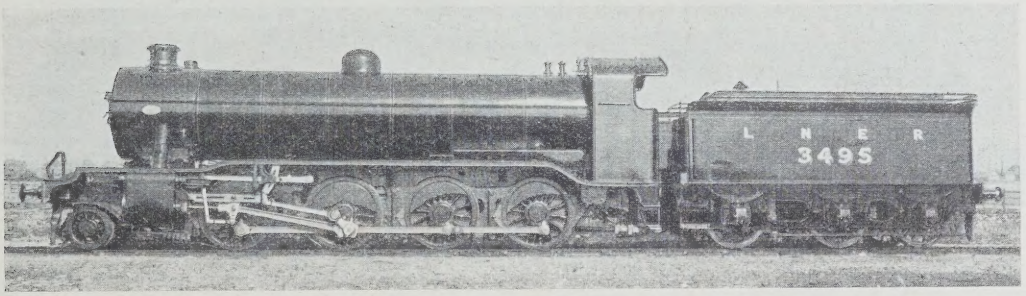



Abb. 9. 1 D-h 3 Lokomotive der L N E Bahn.

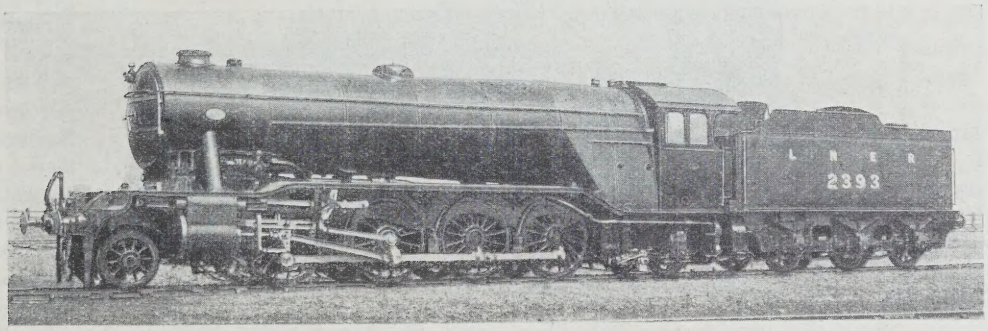



Abb. 10. 1 D 1-h 3 Lokomotive der L N E Bahn.

ßerst leicht ausgefallen. Kolben und Kolbenstangen sind aus ußstahl; der Kreuzkopf ist sehr leicht gehalten.

Im Jahre 1921 führte Gresley auch eine dreizylindrige D-Güterzuglokomotive ein. Die Lokomotive wird zur eförderung der schweren Erzzüge aus den Bergwerken von id Yorkshire und Nottingham nach dem Bezirk von London rwendet. Wie bei der 1 C-Lokomotive wird der mittlere hieber durch die Gresleysche Übertragung von den beiden ißensteuerungen aus bewegt. Textabb. 9 und Abb. 8, f. 13 zeigt die Lokomotive.

Eine Weiterentwicklung dieser 1 D-Lokomotive ist die D 1-Lokomotive, Textabb. 10 und Abb. 9, Taf. 13. Diese ist 1:200 befördern. Der Treibraddurchmesser wurde mit 1575 mm verhältnismäßig groß gewählt, um etwas höhere Geschwindigkeiten erreichen zu können, als dies mit den 1 D-Güterzuglokomotiven mit ihren nur 1422 mm großen Treibrädern möglich ist.

Die 1 D 1-Lokomotiven entwickeln eine größte Zugkraft von 21350 kg. Davon entfallen 3850 kg auf die Hilfsmaschine, welche die 1118 mm großen Schleppräder entreibt. Die Hilfsmaschine hat zwei Zylinder von 254 mm Durchmesser und 305 mm Hub.

Die Garrat-Lokomotive der London and North Eastern Railway wurde von Beyer, Peacock & Co. in Manchester gebaut. Sie ist nicht nur überhaupt die schwerste Lokomotive, die von der Baufirma bis dahin geliefert wurde,

*) Anmerkung der Schriftleitung: Eine ähnliche ertragung haben auch die preußischen S 10² Lokomotiven.

sondern auch die erste Garratt-Lokomotive mit sechs Zylindern.

Die Lokomotive, die in Textabb. 11 und Abb. 10, Taf. 13 wiedergegeben ist, wird im schweren Schiebedienst zwischen Wath und Penistone verwendet, wo Züge von über 1000 t Gewicht über eine mehrere Kilometer lange Steigung von 1:40 befördert werden müssen. Vor der Indienststellung der Garratt-Lokomotive mußte auf dieser Strecke mit zwei oder drei gewöhnlichen Lokomotiven nachgeschoben werden.

Obwohl diese Garratt-Lokomotive ein Dienstgewicht von 180,5 t besitzt, so beansprucht sie dennoch den Oberbau und die Brücken nicht übermäßig, weil ihr großes Gewicht über einen Radstand von über 24 m verteilt ist. Die Lokomotive hat die Achsanordnung 1 D+D 1; die Zylinder, die Steuerung und eine Anzahl weiterer Teile eines jeden Triebgestelles sind mit den entsprechenden Teilen der schon beschriebenen 1 D-Dreizylinderlokomotive austauschbar.

Der Kessel hat einen größten Durchmesser von 2134 mm; seine Mittellinie liegt 2591 mm über Schienenoberkante. Sämtliche Kuppelradsätze werden mittels Dampfbremse abgebremst; außerdem ist für die Bedienung der Luftsaugezugbremse ein Ejektor vorgesehen.

Im Schnellzugdienst läuft auf der Great Western Railway als neueste Bauart eine 2 C-Vierlingslokomotive. Der Antrieb ist bei diesen Maschinen auf die beiden vorderen Kuppelachsen verteilt. Die Innenzylinder sind daher bis in die Höhe der vorderen Laufachse vorgeschoben. Alle vier Zylinder haben je 413 mm Durchmesser und 711 mm Hub und Kolbenschieber von 229 mm Durchmesser, die von einer innenliegenden Walschaert-Steuerung bewegt werden. Die Bewegung wird dabei auf die äußeren Schieber mittels wagrecht liegender, zweiarmiger Hebel übertragen. Die äußeren Treibstangen haben runde, ausgebuchste Köpfe.

Um zwischen dem Drehgestell und den in Hö

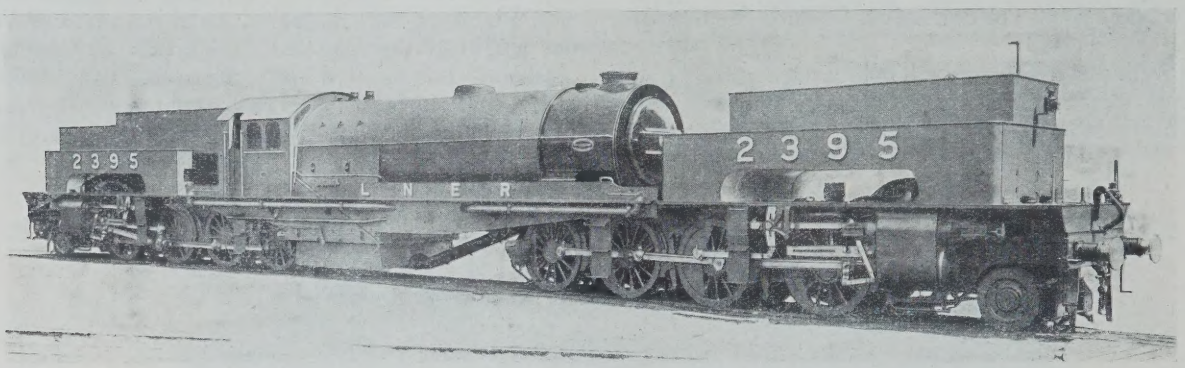



Abb. 11. 1D + D 1-h 6 Lokomotive der L N E Bahn.

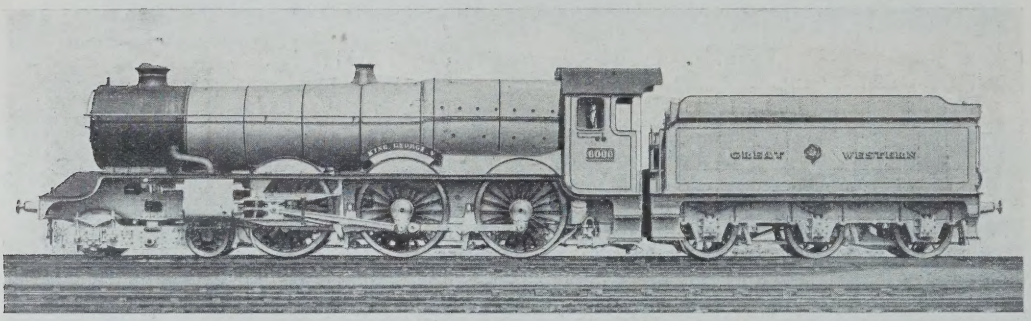



Abb. 12. 2C-h 4 Lokomotive der Great Western Bahn.

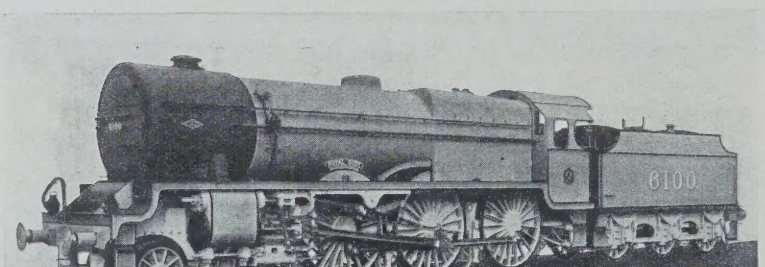



Abb. 13. 2C-h 3 Lokomotive der L M S Bahn.

des zweiten Laufradsatzes liegenden Außenzylinder genügend Spiel zu bekommen, hat man ei etwas außergewöhnliche Konstruktion gewählt: d vordere Laufachse d Drehgestells hat Außenlager, die hintere dageg Innenlager.

Der Kessel zeigt die b der Great Western Railw übliche domlose Bau mit kegligem Langkes und Belpaire-Feuerbüchse. Er ist für einen Überdruck v 17,6 at entworfen. Die Lokomotive ist in Textabb. 12 u Abb. 11, Taf. 13*) dargestellt.

Ein weiteres Beispiel einer englischen 2 C-Schnellzuglokomotive ist die Lokomotive der London, Midland a Scottish Railway, die nach den Plänen von Henry Fowl gebaut worden ist.

Die Lokomotiven sind von der Nordbritischen Lokomotivgesellschaft in Glasgow geliefert worden; sie soll die schweren Expreßzüge auf der Hauptlinie von London na Glasgow befördern. Sie haben drei Hochdruckzylinder; j jeden derselben ist eine besondere Walschaert-Steuerung v gesehen. Der Kessel ist wie bei der vorbeschriebenen Lok motive für einen Überdruck von 17,6 at gebaut. Das Dre-

*) In der Abb. 11, Taf. 13 ist das Maß des Abstand zwischen der 1. und 3. Kuppelachse auf 4953 abzuändern. Ferr stellt das links hiervon angegebene Maß von 2845 den Abstan zwischen Mitte Drehgestell und erster Kuppelachse dar.

stell, die Kuppelradsätze und der Tender besitzen Dampfremse, die in Verbindung mit der Luftsaugebremse des ıges wirkt. Eine Luftsaugepumpe, die vom linken Kreuzkopf ıs angetrieben wird, ist neben einem Ejektor für die Luftwiederum mit Verlingsanordnung. Die Kurbelwinkel sind bei dieser Lokomotive so gewählt, daß bei jeder Radumdrehung acht Dampfschläge entstehen. Damit soll ein gleichmäßigeres Drehmoment und eine bessere Feueranfachung erzielt werden,

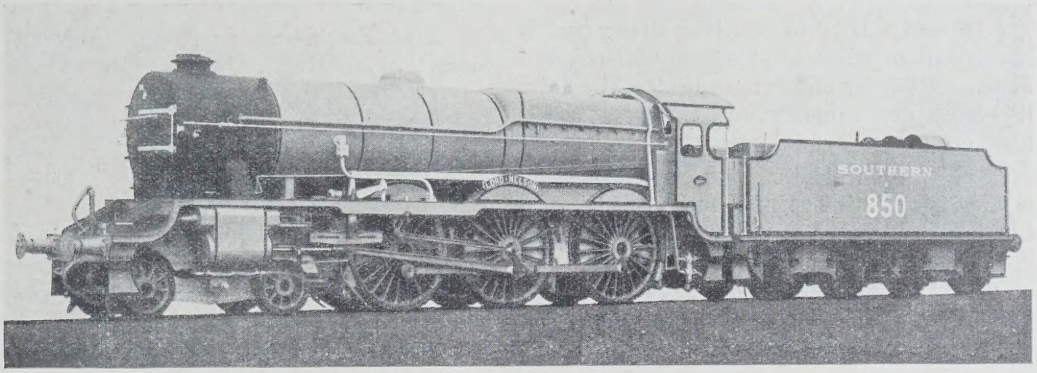



Abb. 14. 2C-h4 Lokomotive der Southern Bahn.

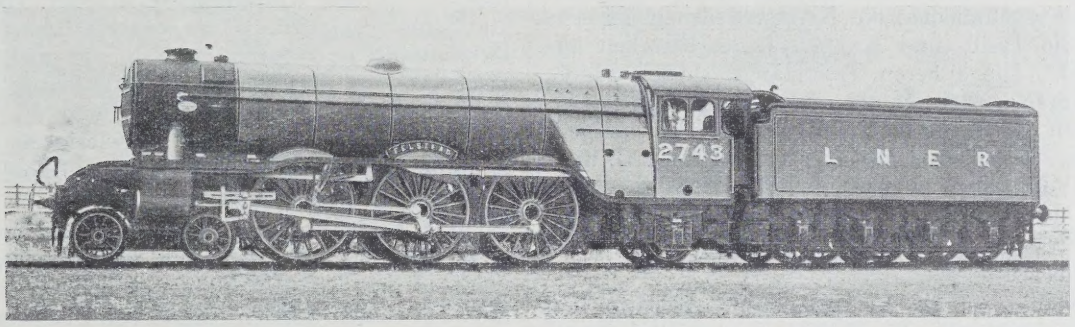



Abb. 15. 2C1-h4 Lokomotive der L N E Bahn.

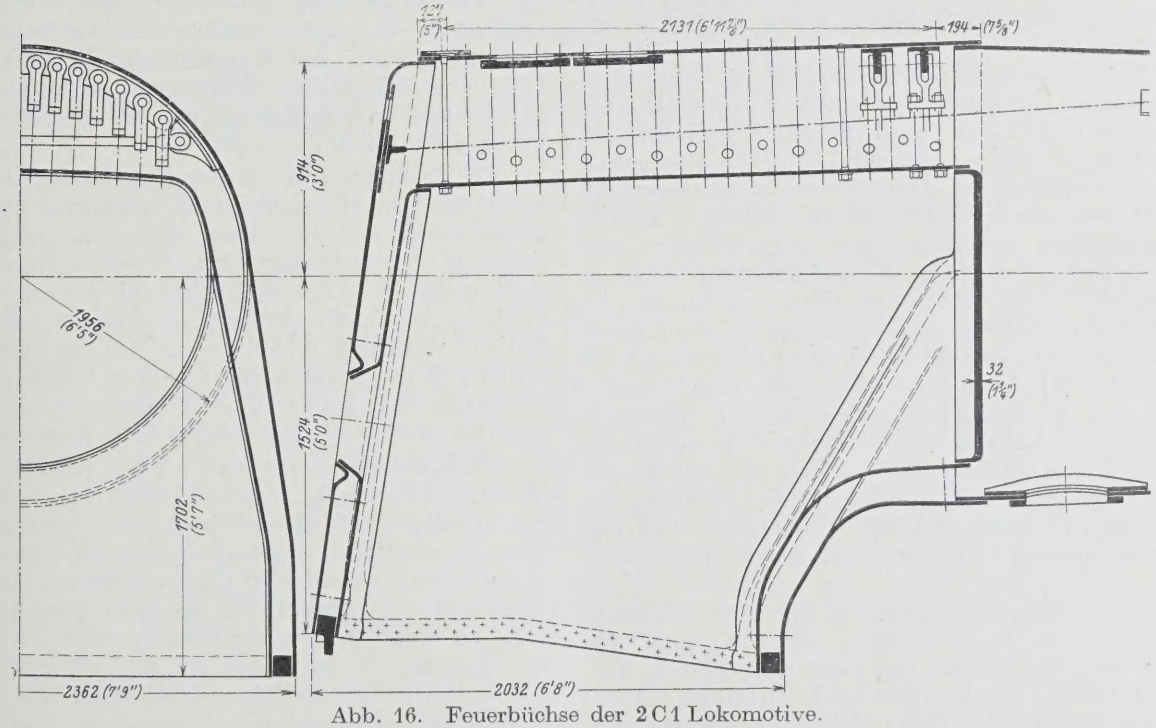



Abb. 16. Feuerbüchse der 2C1 Lokomotive.

ugebremse vorgesehen. Die Pumpe ist auf Textabb. 13 nterhalb der unteren Kreuzkopf-Gleitbahn zu sehen. Abb. 12; af. 13 zeigt ein Typenbild der Lokomotive*).

Auch die Southern Railway benützt als letzte Bauart ir ihren Expreßzugverkehr eine 2C-Lokomotive, jedoch als dies mit einer Vierlingslokomotive mit der gewöhnlichen um je 90° versetzten Kurbelstellung der Fall ist.

Textabb. 14 und Abb. 13, Taf. 13 zeigen die Lokomotive. Ihr Kessel mißt im Durchmesser 1753 mm; er hat eine Belpaire-Feuerbüchse und einen Kesselüberdruck von 15,5 at. Jeder Zylinder hat seine besondere Walschaert-Steuerung. Das Gewicht der umlaufenden und hin- und hergehenden Massen ist durch Verwendung hochwertigen Stahles möglichst gering ge-

*) Das in der Abb. 12, Taf. 13 links unten angegebene Maß on 2718 gibt den Abstand zwischen Drehgestellmitte und ster Kuppelachse an.

halten. Das Drehgestell ist einfach und kräftig durchgebildet; zur Lastübertragung dienen seitliche Auflager unter den Hauptrahmenwangen.

Bei der London and North Eastern Railway ist als Einheits-Schnellzuglokomotive eine dreizylindrige 2 C 1-Bauart mit Drillingswirkung eingeführt. Ebenso wie die oben beschriebenen 1 C-, 1 D- und 1 D 1-Lokomotiven dieser Bahn haben auch diese Pacific-Lokomotiven zwei äußere Walschaert-Steuerungen, von denen aus wieder mit der erwähnten Gresley-Übertragung der Schieber des Innenzylinders bewegt wird.

Die beiden äußeren Zylinder liegen wagrecht über der Mitte des Drehgestells und treiben die mittlere der drei gekuppelten Achsen an. Der Innenzylinder ist 1:8 geneigt und liegt über der hinteren Achse des Drehgestells; auch er wirkt auf die mittlere Kuppelachse. Die Kropfachse ist nicht in einem Stück geschmiedet, sondern zusammengesetzt. Die Kolbenschieber haben 203 mm Durchmesser und innere Einströmung. Sie liegen außen über den Zylindern, der mittlere ist seitlich des zugehörigen Zylinders angeordnet.

Zu jedem Zylinder führt vom Überhitzerkasten aus ein besonderes Dampfeinströmrohr. Die Kolbenkörper und Kolbenstangen sind voll geschmiedet; die Kolben haben gußeiserne Kolbenringe. Die Treib- und Kuppelstangen bestehen aus Chromnickelstahl. Die äußeren Treibstangen haben runde, ausgebuchste Köpfe. Bei einigen der zuletzt beschafften Maschinen können die Buchsen in den hinteren Treibstangenköpfen umlaufen. Der Kessel mißt in seinem größten Durchmesser 1956 mm; die Länge zwischen den Rohrwänden beträgt 5791 mm. Die Quernähte der Kesselschüsse haben vierfache Doppellaschen-Nietung, die eine Festigkeit von 90% des vollen Kesselbleches besitzt.

Die Feuerbüchse ist als Verbrennungskammer in den Langkessel hinein verlängert. Ein Teil des Rostes ist als Kipprost ausgebildet. Die Lokomotiven der ersten Lieferung hatten 32 Überhitzerelemente und einen Kesselüberdruck von 12,7 at; bei den später gebauten Lokomotiven, von denen eine in Textabb. 15 und Abb. 14, Taf. 13 dargestellt ist, sind dagegen 43 Überhitzerelemente vorgesehen und der Kesselüberdruck beträgt 15,5 at. Die Lokomotiven mit 12,7 at Überdruck haben Zylinder von 508 mm Durchmesser; bei den späteren Lokomotiven mit dem größeren Kesselüberdruck ist dann dieser Durchmesser auf 483 mm verkleinert worden. Die Schwingenstangen greifen an den Gegenkurbeln mit Kugellagern an; außerdem sind Kugel- und Rollenlager auch an der Steuerungsübertragung von Gresley verwendet. Die Verwendung von Kugel- und Rollenlagern an diesen Teilen bildet neuerdings bei der London and North Eastern Railway die Regel. Der Einrichtung des Führerstandes ist bei den Lokomotiven besondere Sorgfalt gewidmet worden. Der Reglerhandgriff ist doppelt vorgesehen und zwar rechts und links an der Stehkesselrückwand; beide Hebel sind durch eine Querstange verbunden. Für den Führer und Heizer sind gepolsterte Sitze vorgesehen, der Ausblick nach vorn auf die Strecke hinaus ist gut. Der Tender hat vier Achsen in einem einzigen Rahmen; er faßt 22,7 m³ Wasser und 8,2 t Kohle.

Die 2 C 1-Lokomotiven befördern die sämtlichen schweren Expreßzüge auf den Hauptstrecken, darunter auch den „Flying Scotsman". Dieser Zug fährt den Sommer über auf der ganzen Strecke von London bis Edinburgh auf eine Entfernung von rund 630 km (392,7 Meilen) ohne Halt durch. Die Bewältigung einer solchen Strecke ohne Wechsel des Lokomotivpersonals würde dieses zu sehr beanspruchen. Man hat daher die vor dem Zug laufenden Lokomotiven mit besonderen Tendern versehen, die einen Seitengang und Faltenbalgverbindung zum Zug besitzen und eine Ablösung des Personals während der Fahrt — etwa auf halbem Weg — ermöglichen. Diese Tender, führen 9,1 t Kohle und 22,7 m³ Wasser; der Wasservorrat kann während der Fahrt in der den englischen Bahnen üblichen Weise ergänzt werden. I bedeckte Seitengang ist 457 mm breit und 1524 mm hoch. liegt auf der rechten Tenderseite und hat am hinteren En Faltenbalgverbindung zum nächsten Wagen; am Ende Seitengangs ist ein kreisrundes Fenster vorgesehen.

Eine Zeichnung von dem hinteren Ende des Kess dieser Lokomotive ist in Textabb. 16 wiedergegeben.

Die 2 C 1-Lokomotiven der London and North Easte Railway sind die größten Schnellzuglokomotiven in Gr britannien. Sie sind besonders bemerkenswert wegen ih großen Kessel und Rostflächen.

### III. Zusammenfassung und Ausblick.

Im vorstehenden sind nur die bedeutenderen britisch Lokomotivbauarten aus neuerer Zeit erwähnt worden. M kann sich aber auch schon daraus ein ungefähres Bild v derzeitigen Stand des englischen Lokomotivbaus machen.

Mit Beginn des 20. Jahrhunderts ging man allmählich Verwendung von Heißdampf über. Eine Folge davon war Einführung von Kolbenschiebern sowie von Schmierpres und Schmierpumpen. In der weiteren Entwicklung wurden Heißdampftemperaturen dann immer mehr erhöht, bis Rücksicht auf eine genügende Schmierung der Schieber e Grenze setzte. Schließlich hat dann die Verwendung Ventilsteuerungen auch diese Schwierigkeit vollends behob so daß man heute selbst mit außerordentlich hohen Dampfte peraturen arbeiten kann.

Die Einführung von Schmierpressen und Verdrängun ölern der Detroit-Bauart für die Schmierung der Kolben u Schieber mit Zerstäubern hat sich als ein ausgezeichne Mittel erwiesen, um den Ansatz von Ölkrusten an den Kolb und Schieberringen zu verhindern. Im Anschluß daran wur dann auch vielfach Ölpumpen für die Schmierung der Achsla verwendet. Zur Zeit schweben auch Versuche mit der V wendung von Öl- und Fettbüchsen, mit denen man für Teile eine einwandfreie Schmierung zu erzielen hofft un gleichzeitiger Verminderung der im Betrieb erforderlich Vorbereitungszeiten.

Die Drillings- und Vierlingslokomotiven sind wieder a erstanden. Die Mehrzahl der bedeutenderen neuen englisch Lokomotiven ist mit diesen Zylinderanordnungen geba einerseits um das Drehmoment zu verbessern und anderers auch, weil sich die Schwierigkeiten, die das enge Umgrenzu profil bereitet, nicht anders beheben lassen. Bei der Lond Midland and Scottish Railway und bei der London and No Eastern Railway haben die neuesten Schnellzuglokomoti Drillingsbauart; bei der Great Western- und bei der South Railway werden Vierlingslokomotiven verwendet.

Verbundlokomotiven sind bei den englischen Lokomo bauern nicht beliebt; es ist dies erklärlich, wenn man sich Augen hält, daß der Dampf sich auch in Zwillingszylindern einen Mindestdruck entspannen läßt, der eben noch zur zielung eines genügenden Blasrohrdruckes ausreicht. verwickelte Verbundwirkung ist unter solchen Verhältnis nicht zu vertreten. Selbstverständlich hat diese Anschau nur Geltung, solange es sich um die Verwendung der bei gewöhnlichen Lokomotivkesseln üblichen Drücke handelt.

Sobald Hochdruckdampf verwendet wird, d. h. Da der mit höherem Druck als etwa 21 at arbeitet, dann wer die Verhältnisse ganz andersartig und es wird sich als notwe erweisen, die Verbundanordnung herbeizuziehen.

Zur Zeit ist eine Hochdrucklokomotive mit ei Schmidt-Henschel-Kessel von 63 at Überdruck für London, Midland and Scottish Railway im Bau. Ein Hochdruckwasserrohrkessel der Bauart Gresley-Yarrow mit ei

druck von 31,5 at wird gegenwärtig in eine Schnellzug-notive der London and North Eastern Railway eingebaut. Bei der London, Midland and Scottish Railway und bei der on and North Eastern Railway sind z. Z. Versuche mit änderlicher Nocken überhaupt jedwelche Füllung zwischen den festgelegten größten und kleinsten Füllungen gestatten soll. Kreisrunde Nocken halten die Einlaß- und Auslaßventile offen oder geschlossen und machen damit Umlauf- und Schnüffel-

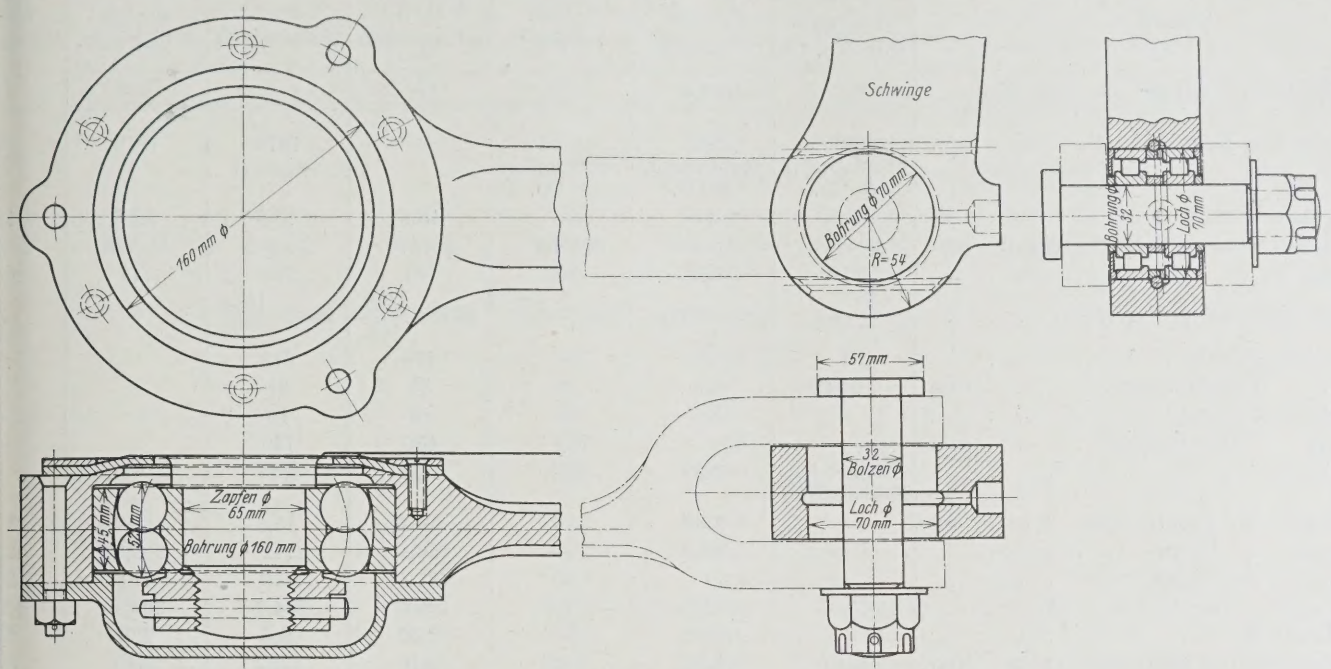



Abb. 17. Schwingen-Antriebstange mit Kugel- und Rollenlagern.

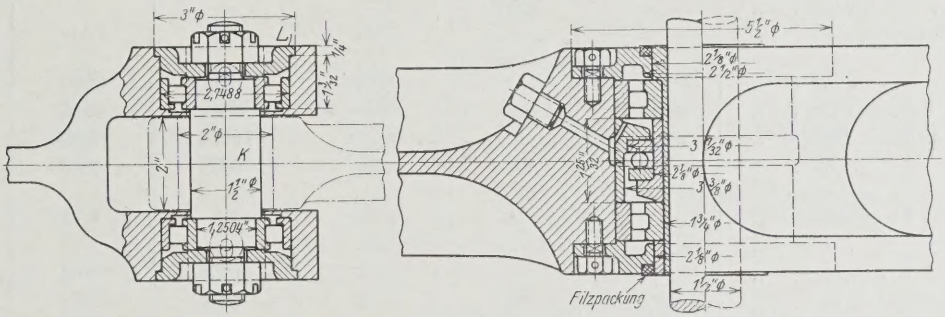



Abb. 18. Übertragungshebel zur Steuerung des mittleren Zylinders der 2 C 1 Lokomotive.

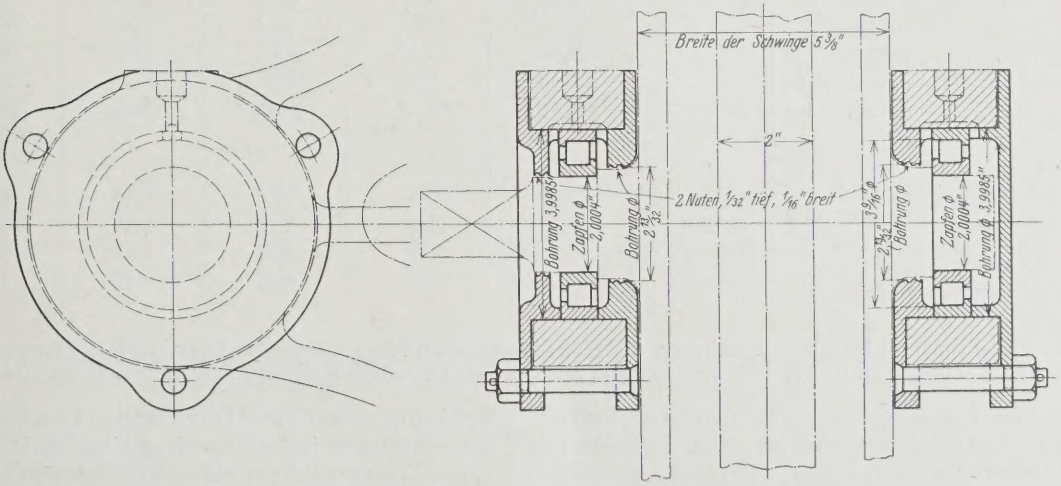



Abb. 19. Schwingenlagerung mit Rollenlagern.

ilsteuerungen von Caprotti und Lentz im Gang. isherigen Ergebnisse sind äußerst ermutigend. Bei zwei den neuesten 2 B-Drillingslokomotiven der London and n Eastern Railway wird eine neue drehbare Nockenwelle bt, die nicht nur eine bestimmte Anzahl von festgelegten ngsgraden ergeben, sondern mittels gleichmäßig ver-ventile überflüssig. Die mit diesen Steuerungen versehenen Lokomotiven zeichnen sich durch besonders geringen Eigenwiderstand aus.

Die Ventile dieser Steuerungen gestatten die Verwendung von außerordentlich hohen Dampftemperaturen, die man früher für unmöglich gehalten hätte.

Zusammenstellung der Hauptabmessungen vo

| Eigentumsbahn | SDR | LMR | LSR | GWR | GWR | LMSR | LM |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Bauart | B-n2 „Locomotion No. 1“ | A1-n2 „Rocket“ | C-n2 „Atlas“ | 1D-h2 Klasse 2800 | 1D-h2 Klasse 4700 | E-h4 Schiebelok. | 1C- Klasse |
| Textabb. Nr./Tafel 13, Abb. Nr. | 1/— | 2 und 3/— | — | 4/1 | —/2 | —/3 | 5/ |
| Baujahr und Fabrik | 1825 Stephenson & Co. | 1829 Stephenson & Co. | 1834 Stephenson & Co. | — | 1919 Swindon | 1919 | — |
| Kesselüberdruck p at | 3,5 | 3,5 | — | 15,8 | 15,8 | 12,6 | 12 |
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck d mm | 2×241 | 2×203 | 2×406 | 2×470 | 2×483 | 4×426 | 2×4 |
| Kolbenhub h „ | 610 | 432 | 508 | 762 | 762 | 711 | 66 |
| Feuerbüchse, Länge × Weite „ | — | 610×914 | — | $2500\times\frac{1448}{981}$ | $2803\times\frac{1584}{975}$ | — | — |
| Heizrohre, Anzahl | 1 | 25 | — | 176 | 218 | — | — |
| „ Durchmesser mm | 610 | 76 | — | 51 | 51 | — | — |
| Rauchrohre, Anzahl | — | — | — | 14 | 16 | — | — |
| „ Durchmesser mm | — | — | — | 130 | 130 | — | — |
| Rohrlänge „ | Länge des Kessels 3150 | 1829 | 2591 | 4521 | 4521 | — | — |
| Heizfläche der Feuerbüchse $m^2$ | — | 1,85 | — | 14,4 | 15,8 | 14,7 | 14 |
| „ „ Rohre „ | — | 10,9 | — | 156,8 | 192 | 145,2 | 126 |
| „ des Überhitzers „ | — | — | — | 24,4 | 26,9 | 41,5 | 28 |
| Heizfläche — im Ganzen — H „ | 5,6 | 12,75 | — | 195,6 | 234,7 | 201,4 | 169 |
| Rostfläche R „ | — | 0,56 | — | 2,52 | 2,8 | 2,93 | 2, |
| Durchmesser der Treibräder D mm | 1219 | 1435 | 1372 | 1410 | 1727 | 1410 | 16 |
| „ „ Laufräder vorn „ | — | — | — | 965 | 965 | — | 10 |
| „ „ „ hinten „ | — | 762 | — | — | — | — | — |
| „ „ Tenderräder „ | — | — | — | — | — | 1245 | 12 |
| Fester Achsstand „ | — | — | 3543 | 5131 | 6096 | 6376 | 50 |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive „ | — | — | — | 7798 | 8915 | 6376 | 77 |
| Ganze Länge der Lok. einschl. Tender „ | — | — | — | 19265 | 19224 | 18609 | 180 |
| Reibungsgewicht $G_R$ t | 8,5 | — | — | 68,3 | 74,6 | 74,7 | 56 |
| Achsdruck der vorderen Laufachsen „ | — | — | — | 8,1 | 8,75 | — | 9, |
| „ „ hinteren „ „ | — | — | — | — | — | — | — |
| Größter Achsdruck „ | — | — | — | 17,5 | 19,8 | 15,7 | 19 |
| Dienstgewicht der Lokomotive G „ | 8,5 | 4,3 | — | 76,4 | 83,4 | 74,7 | 60 |
| Leergewicht „ „ „ | 6,9 | — | — | 71,0 | 76,3 | 68,5 | 66 |
| Dienstgewicht des Tenders „ | — | 3,25 | — | 40,6 | 40,6 | 32 | 43 |
| Leergewicht „ „ „ | — | — | — | 18,5 | 18,5 | 18,6 | 23 |
| Vorrat an Wasser $m^3$ | — | 1,36 | — | 15,9 | 15,9 | 9,3 | 13 |
| „ „ Brennstoff t | — | 0,25 | — | — | — | 4,05 | 5 |
| Zugkraft Z kg | — | 436 | — | 16000 | 13800 | 18400 | 120 |
| H:R | — | 22,3 | — | 77,5 | 83,5 | 68,8 | 65 |
| H:G $m^2/t$ | 0,66 | 2,77 | — | 2,66 | 2,82 | 2,7 | 25 |
| H:$G_R$ „ | 0,66 | — | — | 2,86 | 3,15 | 2,7 | 29 |
| Metergewicht t/m | — | — | — | 6,07 | 6,45 | 5,73 | 65 |

*) SDR = Stockton and Darlington Railway, LMR = Liverpool and Manchester Railway, LSR = Leicester and Swan Railway, GWR = Great Western Railway, LMSR = London Midland and Scottish Railway, LNER = London North Eastern R

Die Verwendung von Kugellagern an den Gegenkurbeln und von Kugel- und Rollenlagern an den Hebeln der Gresleyschen Steuerungsübertragung (Textabb. 17 bis 19) ist schon oben erwähnt worden. Bei einigen ganz neuen 2 C 1-Lokomotiven haben Rollenlager jetzt auch für die ganze Walschaert-Steuerung Verwendung gefunden. Der Einbau solcher Lager in die Steuerungen schließt alles Spiel in den Gelenkpunkten aus und sichert daher auch im dritten und vierten Zylinder eine einwandfreie Dampfverteilung.

Die London and North Eastern Railway hat versuchsweise Speisewasservorwärmer Bauart Dabeg und Wort ton-Simpson in Lokomotiven eingebaut; auch der A. C Vorwärmer wird von derselben Bahn an zwei 2 B 1- u 2 C-Lokomotiven erprobt.

Die Ergebnisse, die man mit diesen neuesten Vorw bauarten erzielt hat, sind insofern vielversprechend, a gewisse Brennstoffersparnis beobachtet werden konnte. gibt sich der Erwartung hin, daß diese Bren ersparnis immerhin so hoch sein wird, daß si Kosten für den Einbau und die Unterhaltung der Vorw anlagen übertrifft.

rschiedenen bemerkenswerten englischen Lokomotiven.

| ern R | Southern R | LNER | LNER | LNER | LNER | GWR | LMSR | Southern R | LNER*) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| -h2 se N | 2C-h2 Klasse S-15 | 1C-h3 Klasse K-3 | 1D-h3 Klasse O-2 | 1D1-h3 Klasse P-1 | 1D+ D1-h6 Klasse U-1 | 2C-h4 Klasse 6000 | 2C-h3 Klasse 6100 | 2C-h4 Serie 850 | 2C1-h4 Klasse 13 |
| /5 | 7/6 | 8/7 | 9/8 | 10/9 | 11/10 | 12/11 | 13/12 | 14/13 | 15/14 |
| – | — | 1920 | 1921 | — | 1925 Beyer, Peacock & Co. | 1927 | 1927 Nordbritische Lok.-Gesellsch. | — | 1928 Doncaster |
| ,1 | 14,1 | 12,6 | 12,6 | 12,6 | 12,6 | 17,6 | 17,6 | 15,5 | 15,5 |
| 483 | 2×521 | 3×470 | 3×470 | 3×508 | 6×470 | 4×413 | 3×457 | 4×419 | 3×483 |
| 1 | 711 | 660 | 660 | 660 | 660 | 711 | 660 | 660 | 660 |
| – | — | 2743×1232 | 2743×1232 | 2032×2362 | 2870×2299 | Länge 3505 | — | — | 2032×2362 |
| – | — | 217 | 160 | 168 | 259 | — | — | — | 125 |
| – | — | 44 | 51 | 57 | 51 | — | — | — | 57 |
| – | — | 32 | 24 | 32 | 45 | — | — | — | 43 |
| – | — | 133 | 133 | 133 | 133 | — | — | — | 133 |
| – | — | 3045 | 4855 | 5791 | 4089 | — | — | — | 5785 |
| ,6 | 15,1 | 16,9 | 15,2 | 20,0 | 20,8 | — | 17,6 | 18,1 | 20,0 |
| ),2 | 159,1 | 159,5 | 173,5 | 252,0 | 245,6 | — | 176,0 | 167,1 | 234,3 |
| ,5 | 31,3 | 37,8 | 40,0 | 48,8 | 60,4 | — | 37,1 | 35,0 | 65,7 |
| 3,3 | 205,5 | 214,2 | 228,7 | 320,8 | 326,8 | 234,0 | 230,7 | 220,2 | 320,0 |
| 32 | 2,6 | 2,6 | 3,25 | 3,83 | 5,25 | 3,19 | 2,9 | 3,07 | 3,84 |
| 76 | 1702 | 1727 | 1422 | 1575 | 1422 | 1981 | 2057 | 2007 | 2032 |
| 0 | 1092 | 965 | 813 | 965 | 813 | 914 | 1003 | 940 | 965 |
| - | — | — | — | 1118 | 813 | — | — | — | 1118 |
| 19 | 1092 | 1143 | 1270 | 1143 | — | — | 1295 | 1092 | 1270 |
| 25 | 4191 | 4953 | 5639 | 3658 | in jedem Gestell 5449 | 4953 | 4673 | 4572 | 4420 |
| 17 | 8115 | 7671 | 8281 | 11024 | 24105 | 8966 | 8382 | 8992 | 10897 |
| 40 | 19983 | 18136 | 18712 | 21286 | — | 20776 | 19272 | 21279 | 21395 |
| ,1 | 60,9 | 61,9 | 68,2 | 72,5 | 146,1 | 68,4 | 63,4 | 63,0 | 67,2 |
| | Zusammen | | | | | Zusammen | Zusammen | Zusammen | Zusammen |
| 1 | 21,0 | 11,7 | 8,5 | 10,5 | 17,5 | 21,8 | 22,7 | 22,0 | 16,0 |
| - | — | — | — | 18,5 | 17,2 | — | — | — | 14,5 |
| ,2 | 20,3 | 20,8 | 17,8 | 18,9 | 18,6 | 22,8 | 21,2 | 21,0 | 22,4 |
| ,2 | 81,9 | 73,6 | 76,7 | 101,5 | 180,8 | 90,2 | 86,1 | 85,0 | 97,7 |
| ,2 | 75,9 | 66,6 | — | 91,3 | 141,0 | 82,7 | 79,1 | 77,0 | 86,6 |
| ,7 | 57,2 | 52,9 | 43,7 | 52,2 | — | 47,4 | 43,3 | 57,7 | 63,2 |
| ,8 | 30,1 | 26,0 | — | 23,8 | — | 22,9 | 21,9 | 30,0 | 30,8 |
| ,9 | 22,7 | 19,1 | 15,9 | 21,3 | 22,7 | — | 15,9 | 22,7 | 22,7 |
| ) | 5,0 | 7,6 | 6,6 | 7,1 | 7,1 | — | 5,6 | 5,1 | 9,1 |
| 00 | 13550 | 13800 | 16500 | 17500 ohne Booster 21350 mit Booster | 33100 | 18300 | 15000 | 15200 | 15000 |
| 5 | 79,0 | 82,2 | 70,2 | 83,8 | 62,2 | 73,2 | 79,6 | 71,8 | 83,1 |
| 7 | 2,51 | 2,91 | 2,98 | 3,17 | 1,82 | 2,59 | 2,68 | 2,59 | 3,27 |
| 7 | 3,38 | 3,46 | 3,35 | 4,43 | 2,23 | 3,42 | 3,64 | 3,50 | 4,75 |
| 1 | 6,98 | 6,98 | 6,45 | 7,23 | — | 6,61 | 6,7 | 6,7 | 7,53 |

urch Verwendung von vergütetem Chromnickelstahl her Dehnung für die Treib- und Kuppelstangen im mit der hohlen Ausführung der Kolbenstangen und körper konnten bei den neuesten Lokomotiven der n and North Eastern Railway die Gegengewichte in den und Kuppelradsätzen wesentlich leichter gehalten . Infolgedessen ist auch die Hammerwirkung bei diesen otiven ungewöhnlich gering. Bei den 2 C 1-Lokomotiven, en 60 % der hin- und hergehenden Massen ausgeglichen eträgt die ganze Hammerwirkung nur 1,6 t. Im Hinblick konnte man bei diesen Lokomotiven den Achsdruck bis 3 t erhöhen.

e erste Hilfsantriebsmaschine — „Booster" — wurde versuchsweise im Jahr 1923 an einer 2 B 1-Schnellzuglokomotive der London and North Eastern Railway eingebaut. Im Jahre 1925 erhielten auch zwei Lokomotiven der oben beschriebenen 1 D 1-Bauart (Textabb. 10) ähnliche Hilfsmaschinen.

Von den 2 B 1-Lokomotiven dieser Bahn erhalten zwei Stück z. Z. neue Kessel. Bei dieser Gelegenheit sollen sie auch an Stelle der Schleppachse ein Gelenk-Hilfs-Triebgestell bekommen, auf dem die Lokomotive und der Tender gemeinsam aufsitzen. Die Bauart dieses Gelenkdrehgestelles ähnelt einem solchen für Wagen, das sich Gresley schon hat patentieren lassen.

Weiter soll noch eine D 1-Tenderlokomotive der London

and North Eastern Railway, die auf dem Verschiebebahnhof von Wath läuft, eine umsteuerbare Hilfsmaschine bekommen.

Diese Hilfs-Antriebsmaschinen sind ein gutes Mittel, um der Lokomotive eine genügende Anfahrzugkraft zu geben. Man kann dann die eigentlichen Dampfzylinder für die durchschnittliche Zugkraft bemessen, die auf der freien Strecke erforderlich ist und ist nicht gezwungen, dieselben lediglich im Hinblick auf eine etwa erforderliche, besonders große Anfahrzugkraft unwirtschaftlich groß auszuführen.

Zum Schluß mag noch ein Ausblick auf die künftige Entwicklung der englischen Lokomotive am Platze sein. Man wird annehmen können, daß sich diese ungefähr in den folgenden Richtungen vollziehen wird:

1. Erhöhung des Kesseldruckes. Die Veranlassung dazu ist in der Beschränkung zu suchen, welche die enggezogene Umgrenzungslinie einer weiteren Vergrößerung der Abmessungen setzt.
2. Erhöhung der Dampftemperatur zwecks Verbesserung der Wirtschaftlichkeit. In Verbindung damit ist mit einer weiteren Ausbreitung der Ventilsteuerungen zu rechnen.
3. Weitere Verwendung von Speisewasservorwärmern Abdampfstrahlpumpen zur Erhöhung der K leistung.
4. Einführung von Kugel- und Rollenlagern an alle wegten Teilen der Steuerung, um das tote Spiel zu ringern und die Dampfverteilung zu verbessern. gleich werden sich damit die Unterhaltungsk herabdrücken lassen.
5. Anwendung der Verbundwirkung für den Fall, da besonders hohem Dampfdruck gearbeitet werden
6. Übergang zur Drei- und Vierzylinder-Lokomotive, die verlangte Leistung dies verlangt, sowie Verwe von Hilfsantriebsmaschinen, um für die heu schweren Züge die erforderliche Anfahrzugkra bekommen.
7. Verwendung von hochwertigen Stählen für alle b ten Teile und von Baustoffen mit hoher Dehnu den Kessel.

Damit wird es denn wohl möglich sein, kräftige motiven mit leistungsfähigem Kessel zu bauen, ohne die den zulässigen Achsdruck und Querschnitt vorgeschrie Grenzen überschreiten zu müssen.

## 2 C 3 - h 2 Tenderlokomotive der Boston und Albany-Bahn.

Die in der Textabbildung dargestellte Lokomotive ist für die Beförderung schwerer Vorortzüge bestimmt. Sie soll fahrplanmäßig rund 500 t schwere Züge von zehn Stahlwagen schleppen; als Fahrzeit dafür sind für eine Strecke von annähernd 20 km mit 14maligem Anhalten 35 Minuten und für eine Strecke von 17,5 km mit zehn Halten 32 Minuten vorgesehen. Die in Amerika sonst so seltene Ausführung als Tenderlokomotive wurde gewählt, um das Drehen auf den Wendebahnhöfen zu vermeiden.

Die fünf neuen, von der Amerikanischen Lokomotivgesellschaft gebauten Lokomotiven sind die Weiterentwicklung einer schon bisher vorhandenen, etwas kleineren Lokomotivbauart, die anstatt des vorderen zweiachsigen Drehgestelles nur eine Bisselachse hatte. Die Lokomotiven haben Großrohr-Überhitzer und eine verhältnismäßig große Rostfläche. Der Kessel ist gedrungen ausgebildet; sein größter lichter Durchmesser beträgt 2137 mm, die Länge zwischen den Rohrwänden nur 4415 mm. Rahmen und Zylinder sind aus Stahlguß, ebenso der Grundrahmen des hinter dem Führerhaus liegenden Wasser- und Kohlenkastens, der als Verlängerung des unter dem Führerhaus endigenden Hauptrahmens mit diesem verschraubt ist. Der Wasserkasten ist wegen seines Ausschlags in den Krümmungen nach hinten zu eingezogen. Das dreiachsige Schleppgestell hat die auch bei den amerikanischen Tendern oft verwendete Commonwealth-Bauart aus Stahlguß.

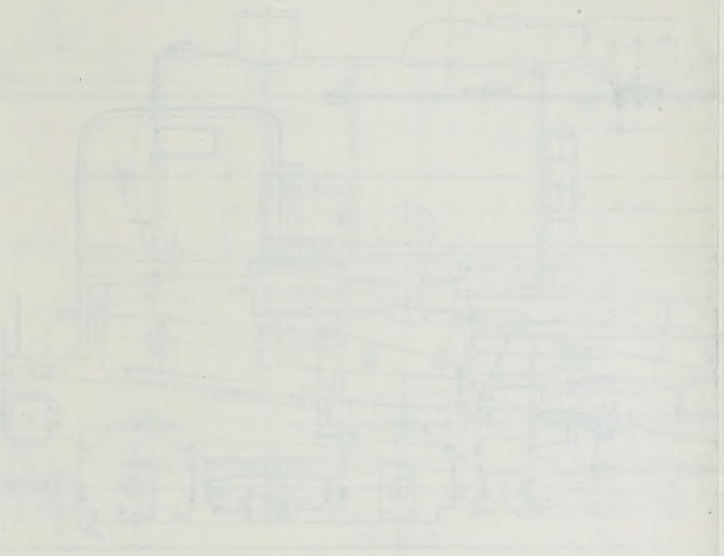
Die Lokomotiven haben Baker-Steuerung und Einric für selbsttätige Zugbeeinflussung. Ihre Hauptabmessunge nachstehend zusammengestellt:

| | |
|---|---|
| Kesselüberdruck | 15,1 |
| Zylinderdurchmesser | 2 × 597 m |
| Kolbenhub | 660 m |
| Verdampfungsheizfläche | 257 m |
| Heizfläche des Überhitzers | 73 m |
| Heizfläche im ganzen H | 330 m |
| Rostfläche R | 5,6 |

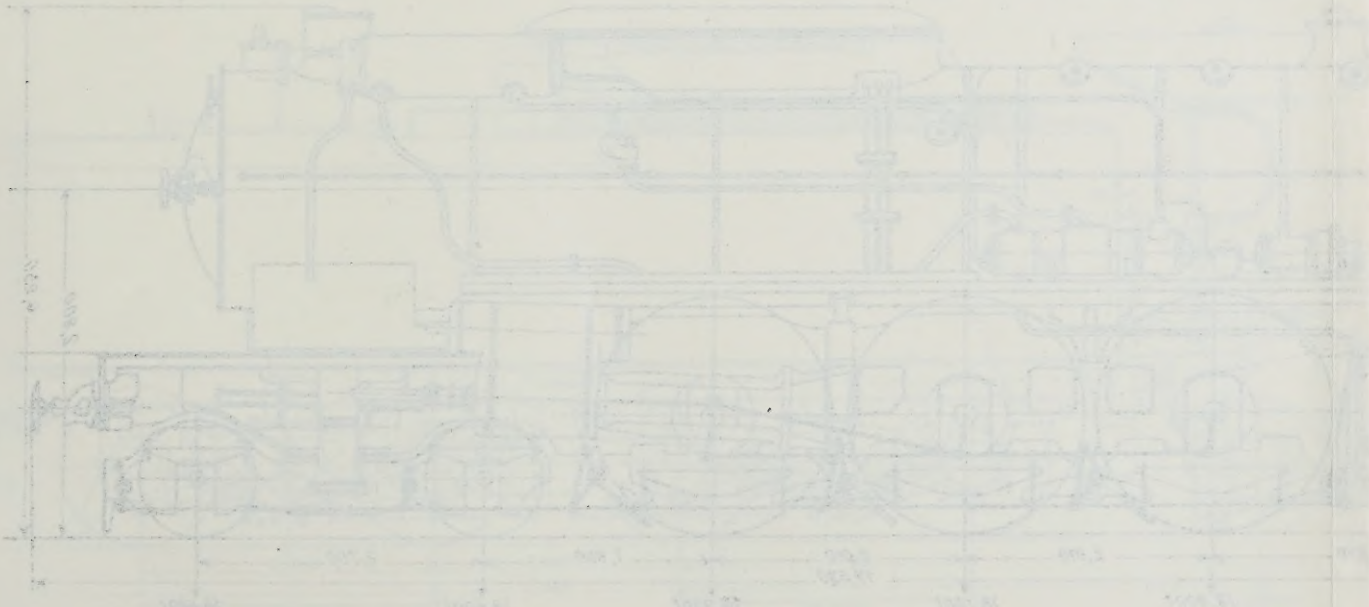
2 C 3 - h 2 Tenderlokomotive der Boston und Albany-Bahn.

| | |
|---|---|
| Durchmesser der Treibräder | 1600 m |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 4572 m |
| Ganzer Achsstand | 13005 m |
| Ganze Länge der Lokomotive | 16529 m |
| Dienstgewicht G | 157,6 |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 80,6 |
| H : R | 5,8 |
| H : G | 2,1 |
| H : $G_1$ | 4,1 |
| Zugkraft nach der Quelle | 18800 |
| Metergewicht | 9,5 R |

(The Railw. Eng., März 1929.)



THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS



# Zum Aufsatz: Die Entwicklung der Lokomotive in Frankreich im letzten Jahrzehnt.



Abb. 1. 2 D 1. Vierzylinder - Verbund - Lokomotive der französischen Ostbahn. Maßstab 1 : 60.

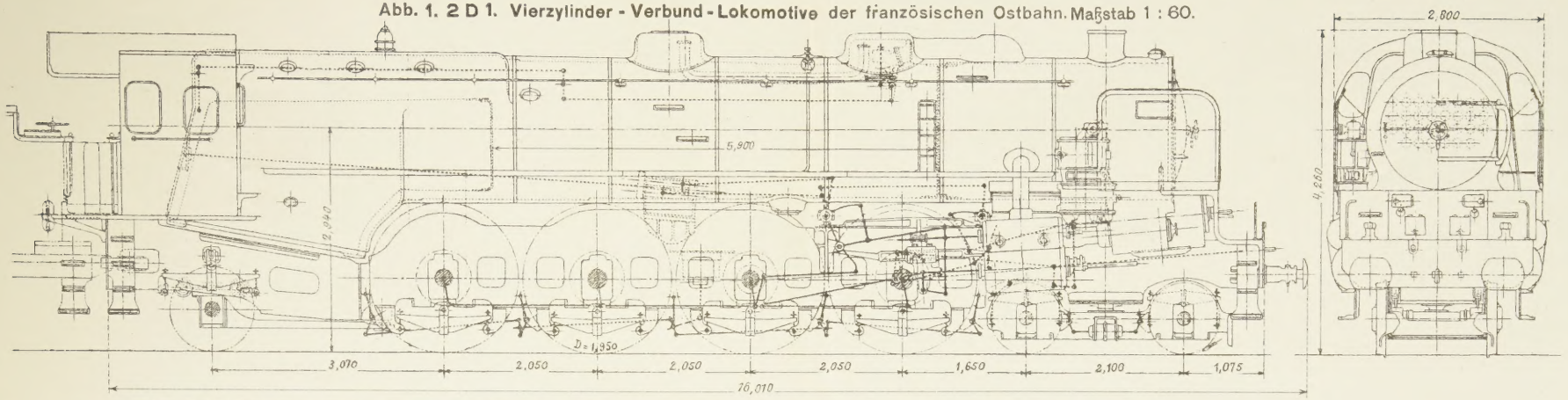



Abb. 2. 2 D 1 Vierzylinder - Verbund - Schnellzuglokomotive mit 4 gekuppelten Achsen der P. L. M. Bahn. Maßstab 1 : 60.

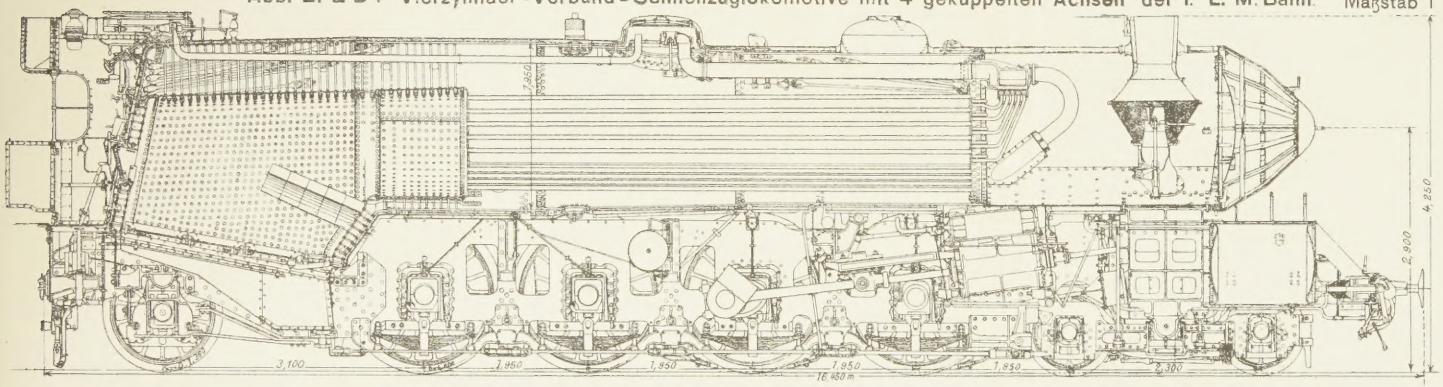



Abb. 2 a Hinteres Rahmenende im Grundriß.

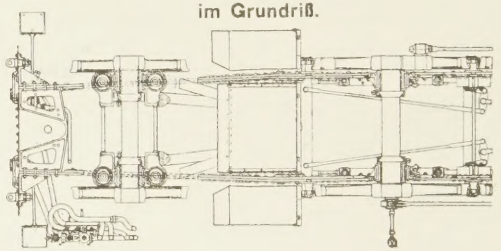
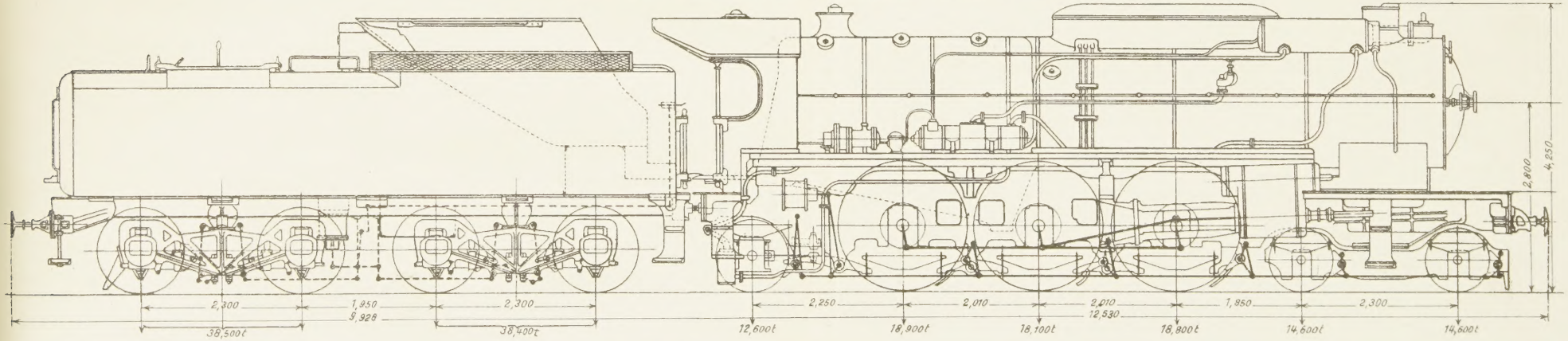


Abb. 3. 2 C 1 Lokomotive der französischen Nordbahn. Maßstab 1 : 60.




Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

C. W. Kreidel's Verlag München.

# Die Entwicklung der Lokomotive in Frankreich im letzten Jahrzehnt.

Von **M. C. Renevey**, Directeur de l'Office Central d'Études de Matériel de chemin de fer Paris.
Aus dem Französischen übersetzt von Reichsbahnrat Ebert.

Hierzu Tafel 14.

Der Gegenstand des vorliegenden Aufsatzes ist die Be-ıtung der verschiedenen in Frankreich während der letzten ·e gebauten Lokomotivtypen und der Versuch, die gegen-ıigen Baubestrebungen zu kennzeichnen. Unter diesen en Jahren verstehen wir nur den Zeitraum, der sich von bis heute erstreckt und der von dem vorhergehenden h den Zeitraum 1914/18, in dem nichts Neues erschien, getrennt ist.

Es soll zunächst kurz die Lage betrachtet werden, wie ·ich 1914 darstellte. Zu diesem Zweck haben wir in ımmenstellung 1 die wichtigsten Angaben für die Lokomotiv-n aufgeführt, die auf den französischen Eisenbahnnetzen Beginn des Krieges in Verwendung standen.

Die Durchsicht dieser Zusammenstellung ergibt, daß unter Personenzuglokomotiven die Bauart 2 C 1 am häufigsten ommt. Nur die Ostbahn war ihrer Bauart 2 C treu-ieben, sie hat sogar nach dem Kriege noch eine große Lokomotiven dieser Bauart neu beschafft. Für den ·dienst sieht man schon auf dem Netz der P. O. (Paris— ans) und dem der Ostbahn vierfach gekuppelte ·hinen erscheinen, die wegen der Erhöhung der Tonnen-der Züge und der Beschleunigung beim Anfahren not-lig geworden waren. In ziemlicher Übereinstimmung hat für Güterzuglokomotiven die Bauart 1 D angenommen. die Paris-Lyon-Méditerranné-Bahn (P. L. M.) war bereits Bauart 1 D 1 übergegangen, die eine besondere Erwähnung ient. Diese Lokomotive von großer Leistungsfähigkeit, in mehreren hundert Stücken gebaut wurde, hat Räder 1,65 m Durchmesser, wodurch sie für den gemischten ist verwendbar wird. Sie leistet tatsächlich Dienste aller auf den Hauptverkehrsstrecken und wird auch zum ·ppen der schweren Schnellzüge auf starken und mittleren ·ungen verwendet.

Als nach den vier Kriegsjahren der Fahrdienst wieder mäßig wurde, war man gezwungen nach Lokomotiven chau zu halten, die für den ständig wachsenden Personen-Güterzugdienst geeignet waren. Die Studien wurden wieder esetzt und in Zusammenstellung 2 kann man die Haupt-ı der seit Kriegsende gebauten Lokomotiven finden.

Zuerst kann man dabei zwar nicht eine Mannigfaltigkeit ngenommenen Bauarten aber ihrer Kennzahlen bemerken. ist also noch sehr weit von einer Vereinheitlichung ent-, wie sie in verschiedenen Ländern, z. B. in Deutschland, strebt und zum Teil schon verwirklicht wurde. Man darf nicht vergessen, daß die französischen Bahnen in sieben · Netze zerfallen, die besonders in technischen Angelegen-n sehr unabhängig voneinander sind. Allgemein muß noch in Betracht ziehen, daß für die Vereinheitlichung Lokomotiven nicht das gleiche Bedürfnis besteht wie für Güterwagen, deren Vereinheitlichung seit einigen Jahren leitet ist, weil sie in großen Reihen gebaut werden, auf Strecke verkehren und einfach zu unterhalten sein müssen. s Netz besitzt seine eigenen Bedürfnisse, die oft beträchtlich denen seines Nachbarn verschieden sind und zu einer ren Bauart Anlaß geben. Man ist der Meinung, daß sowohl len Bau als auch die Unterhaltung es hinreichend ist, innerhalb eines jeden Netzes die Vereinheitlichung ichst weit getrieben wird.

Auf der anderen Seite kann die große Bewegungsfreiheit, uf diese Weise den Bahngesellschaften überlassen ist, las Studium der verschiedenen Probleme begünstigen, die h den Eisenbahningenieuren entgegentreten. Es genügt nach unserer Meinung vollkommen, daß sich ein reger Gedankenaustausch unter ihnen entwickelt, damit jedes Netz die Erfahrungen des anderen leicht auszuwerten imstande ist. Man erkennt erst die große Bedeutung eines solchen Verfahrens, wenn man sieht, wie die gleichen Versuche auf verschiedenen Netzen häufig sehr abweichende Ergebnisse bringen. Die beständige gegenseitige Fühlungnahme, die Gegenüberstellung der gewonnenen Versuchsergebnisse und der Gedankenaustausch werden wohl oft imstande sein, die Ursachen der festgestellten Abweichungen zu entdecken und die Ergebnisse immer mehr der Richtigkeit zu nähern.

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen gehen wir zu den wichtigsten Fragen hinsichtlich der Bauart der Lokomotiven über. Für jede von ihnen geben wir die uns bemerkenswert erscheinenden Neukonstruktionen an und soweit möglich die Baubestrebungen, die sich bei den zuletzt gebauten Typen offenbaren.

## Kessel.

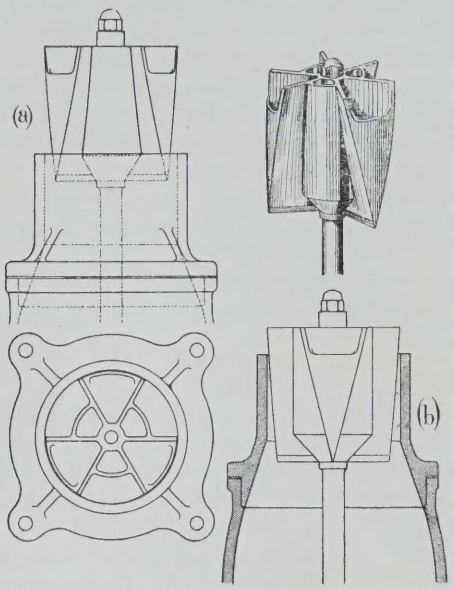
Der Kesseldruck ist fast genau der gleiche wie vor 1914 geblieben, nämlich 16 und 17 kg/cm² für die Verbundanordnung, 12 bis 14 kg/cm² für die einfache Dampfdehnung; aber die Bestrebungen sind auf die Erhöhung des Druckes gerichtet. Die Ostbahngesellschaft hat versuchsweise seit 1925 eine Lokomotive 2 C mit einem Kesseldruck von 20 kg/cm² in Betrieb. Die P. L. M.-Gesellschaft unternimmt ihrerseits Versuche mit einer Lokomotive 2 C 1 mit einem Kesseldruck von 20 kg/cm². Gegenwärtig untersucht sie eine 2 D 1-Lokomotive der schon vorhandenen Bauart, aber mit Rädern größeren Durchmessers und eine Lokomotive 1 E 1 für schwere und schnelle Güterzüge mit der Absicht, sie mit einem Kessel von 20 kg/cm² Druck auszurüsten.

Für die starken Personenzuglokomotiven wurde die Rostfläche vergrößert, sie hat zum erstenmal in Frankreich 5 m² erreicht und zwar bei der Maschine 2 D 1 der P. L. M., die wir weiter unten beschreiben werden. Übrigens scheint es, daß man der größten mit der Arbeitskraft eines einzigen Heizers zu bedienenden Rostfläche, ziemlich nahe gekommen ist. Sowohl bei dieser Maschine als auch bei der 2 D 1 der Ostbahn war man gezwungen, die Länge des Kessels beträchtlich zu vergrößern. Um Rohre von mehr als 6 m Länge zu vermeiden, mußte man Zuflucht zu einer Verbrennungskammer nehmen.

Hier ist es auch am Platze, auf die allgemeine Verwendung der eisernen Feuerbüchsen auf dem Netz der Paris-Orleans-Bahn hinzuweisen, da im allgemeinen die anderen Gesellschaften die Kupferfeuerbüchsen beibehalten. Die Paris-Lyon-Mediterranné-Bahngesellschaft hat eine zusammengesetzte Feuerbüchse angenommen, die eine Rohrwand aus Stahl besitzt, während die rückwärtige Wand, die Seitenwände und die Decke aus Kupfer sind. Die bis jetzt erzielten Ergebnisse sind befriedigend; es scheinen auch die Schwierigkeiten in der Unterhaltung beseitigt zu sein, die aus den Brüchen der Rohrwandstange an Kupferwänden herrühren.

Seit längerer Zeit verwendet man für die französischen Lokomotiven veränderliche Blasrohre. Die Lokomotivführer haben sich daran gewöhnt und bedienen sie im allgemeinen genau. Diese Vorrichtungen erleichtern sicherlich die Führung des Zuges. Sie erlauben bei gleichem Dampfverbrauch in den Zylindern die Dampferzeugung ziemlich weitgehend zu verändern, was besonders während des Winters wichtig ist, wo die Heizung einen beträchtlichen Teil des Dampfes entzieht, der nicht an der Zugförderung teilnimmt. Sie erleichtern auch die Verwendung von Kohlen verschiedener Güte. Vor 1914 war das bei der Nordbahngesellschaft ver-

wendete Blasrohr mit dem beweglichen Konus bei fast allen Neubauten verwendet. Seit dieser Zeit wurden Versuche unternommen, um Blasrohre mit noch größerer Anpassungsfähigkeit zu erhalten. Besondere Erwähnung verdient das „Tréfle" (Kleeblatt) genannte Blasrohr der P. L. M.-Gesellschaft, das in Textabb. 1 dargestellt ist. Bei den gleichen Fahrbedingungen gestattet dieses Blasrohr den Unterdruck in der Rauchkammer von 50 auf 60 mm Wassersäule zu verändern und bei gleichem




Ausströmung offen. Ausströmung geschlossen.
Abb. 1. Trèfle-Blasrohr mit kleeblattförmigem Einsatz.

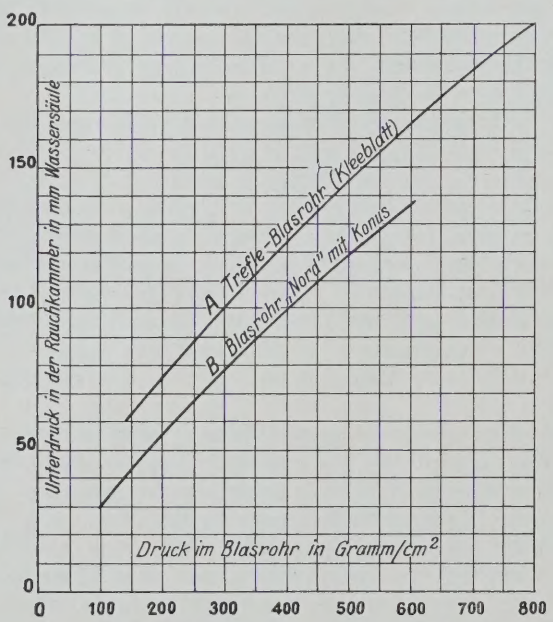



Abb. 2. Blasrohrergebnisse.

Gegendruck im Blasrohr eine gegenüber dem beweglichen Blasrohr der Bauart Nord höhere Luftverdünnung zu erreichen, wie dies aus der graphischen Darstellung der Textabb. 2 hervorgeht, die aus Fahrten der Maschine 2 C 1 der P. L. M.-Gesellschaft gewonnen wurde. Obwohl die französischen Eisenbahnen im allgemeinen Anhänger der veränderlichen Blasrohre sind, haben sie auch das feste Blasrohr „Kylala" versucht. Auf Grund von theoretischen und praktischen Versuchen hat Herr Chapelon von der P. O.-Gesellschaft es zu verbessern vermocht und ist zu den durch die Textabb. 3, 4 und 4a dargestellten Anordnungen gelangt*). In der Anordnung 1 K 1 C der Textabb. 3 ist die

*) Vergl. Organ 1929. S. 238.

Ansatzröhre der Bauart „Kylala" noch mit einer Zylinröhre C vereinigt, beide sind zwischen Ausströmrohr und Ka eingesetzt. In der Anordnung 1 K T der Textabb. 4 ist zylindrische Teil C mit dem Kamin vereinigt und bildet mit eine einzige Trompete T. Diese beiden Anordnungen, die die gleichen Resultate geben, sind sowohl für feste Blasro wie es an den beiden Beispielen gezeigt ist, als auch für wegliche Blasrohre verwendbar. Die Veränderlichkeit Zuges wird durch den Steg b erreicht, dessen Stellung in ziehung auf den Austrittsquerschnitt des Ausströmrohres änderlich ist.

Textabb. 5 gibt die auf einer 2 C-Lokomotive der P. Gesellschaft gewonnenen Druck- und Unterdruckkurven ein Tréfle-(Kleeblatt-)Blasrohr und ein Blasrohr 1 K T.

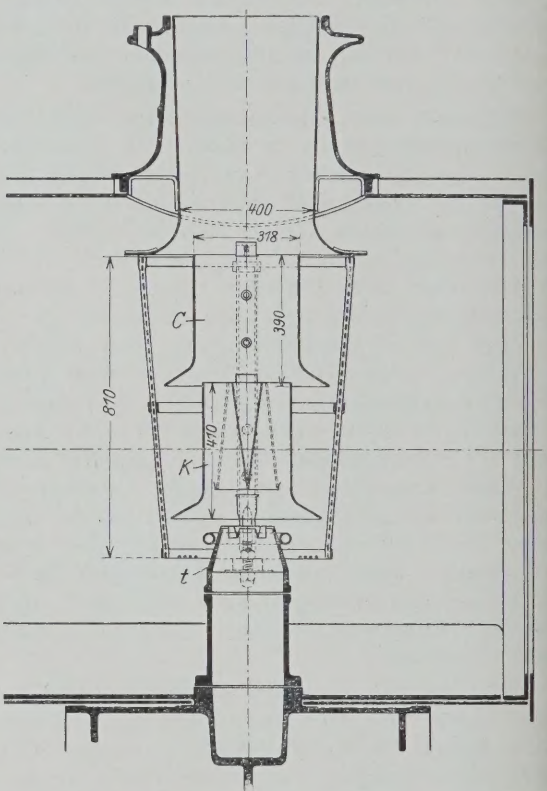


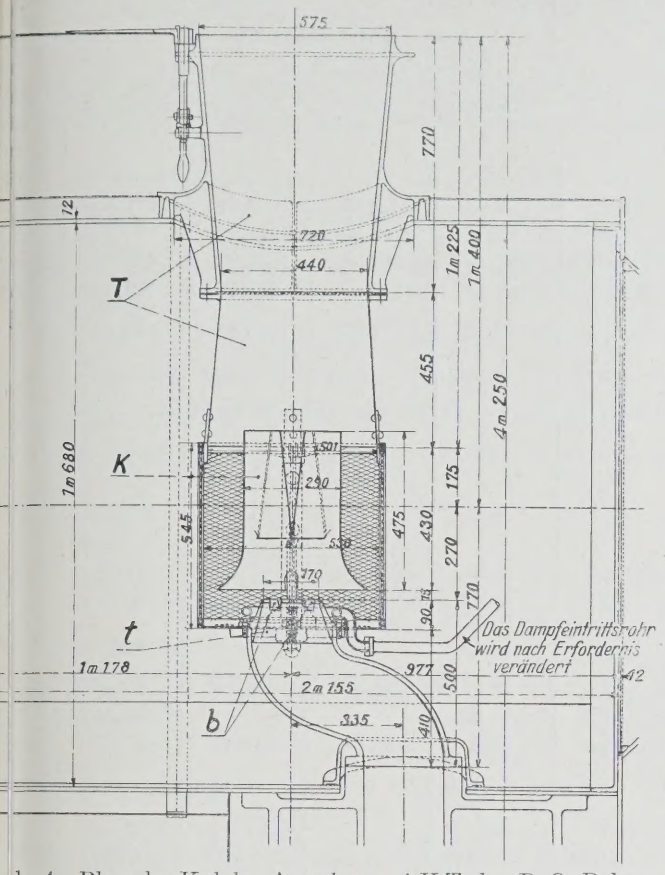

Abb. 3. Blasrohranordnung Kylala 1K/1C.

## Verbundanordnung.

Seit der allgemeinen Einführung der Überhitzung ist Frage der Verbundanordnung bei Lokomotiven noch r erörtert worden als vorher. Wenn auch ihre Gegner k bestreiten können, daß sie Ersparnisse an Brennstoff br so stellen sie ihr doch die Nachteile, die sich aus der Erhöh der Zylinderanzahl und der Vielgestaltigkeit des Triebwe ergeben, entgegen. Wenn selbst nach vielen Jahren sich k einheitliche Meinung erzielen ließ, so liegt die Ursache e darin, daß genaue Vergleichsversuche schwierig durchzufü sind. Die in Frankreich seit Kriegsende durchgefüh Versuche haben für die Verbundanordnung günstige gebnisse erzielt. Aber die für die Vergleichsversuche wendeten Lokomotiven unterschieden sich doch, obwoh sorgfältig ausgewählt waren, in vielen Punkten. Es kann Gedanke nicht abgewiesen werden, daß die beträchtlic Unterschiede im Verbrauch an Betriebsstoff zum Teil auf an Ursachen zurückgeführt werden müssen als auf die Art Dampfverwendung und daß es schwierig, wenn nicht möglich ist, den genau auf die Verbundanordnung treffe Anteil zu ermitteln.

Trotzdem liegen auf dem Netze der P. L. M.-Gesellsch Verhältnisse vor, die hinsichtlich dieses Punktes genauerd

n gestatten. Dieses Netz hatte 1912 bis 1914 Schnellzug-
motiven der Bauart 2 C 1 in Dienst gestellt, von welchen ein




b. 4. Blasrohr Kylala, Anordnung 1 K T der P. O. Bahn.

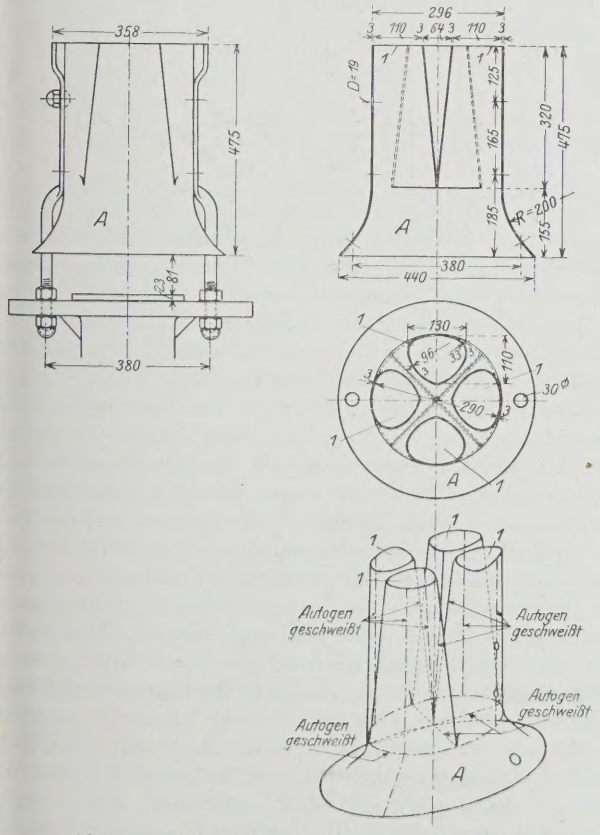



Abb. 4a. Blasrohr Kylala, Einzelheiten.

Verbundanordnung besaß (ihre Kennzahlen sind in der Zu-
nenstellung 1 gegeben), während der andere Teil, sonst voll-

kommen gleich gebaut, einfache Dampfdehnung in vier Zylindern erhielt. Nur der Dampfdruck war verschieden, 12 kg und 14 kg/cm². Diese beiden Lokomotivgattungen waren den gleichen Werkstätten zugeteilt und beförderten dieselben Züge. Die während jener Zeit durchgeführten Beobachtungen ergaben zugunsten der Verbundanordnung eine ständige Ersparnis an Betriebsstoff und zwar mindestens 10 % an Wasser. Daraufhin entschloß sich die P. L. M.-Gesellschaft zuerst versuchsweise eine ihrer Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und 14 kg Druck, dann eine solche mit 12 kg Druck, in Verbundanordnung umzubauen. Die Ergebnisse waren so gut, daß man nicht zögerte, alle Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung umzubauen, mit der Folge, daß die Leistungen sich um 15 % erhöhten. Diese auch vom Führerpersonal als nicht übertrieben anerkannte Erhöhung der Leistungen ist nur durch den Übergang auf die Verbundanordnung möglich geworden und ist ohne Zweifel eindrucksvoll.

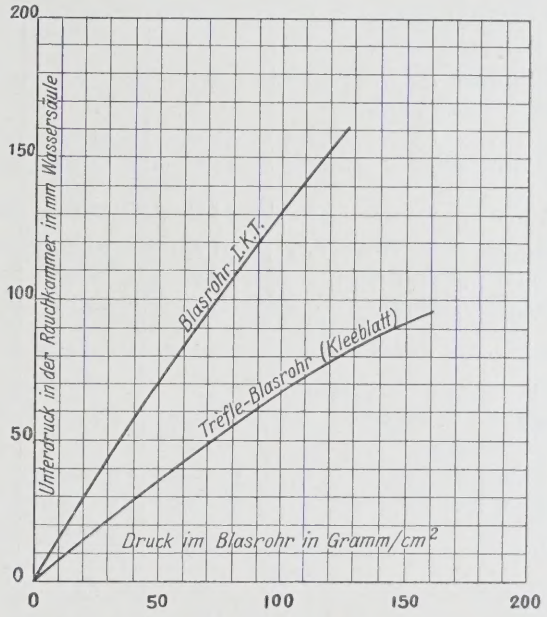



Abb. 5. Blasrohrergebnisse.

Es steht daher wohl einwandfrei fest, daß selbst mit Überhitzung die Verbundanordnung eine gewisse Ersparnis bringt, die aber, wie wir oben erwähnten, keineswegs von allen Sachverständigen für ausreichend gehalten wird, um die gleichzeitig mit der Leistungsfähigkeit der Maschine wachsenden Nachteile der Anordnung auszugleichen. Die Vergrößerung des Durchmessers der Niederdruckzylinder bereitet immer größere Schwierigkeiten, sie zwischen den Längsträgern unterzubringen. Vielfach trägt man auch Bedenken, eine Kropfachse von Hochdruckzylindern großen Durchmessers treiben zu lassen. Daher sieht man sich veranlaßt, Neuanordnungen zu suchen, indem man beispielsweise die vier Zylinder nach außen legt. Untersuchungen darüber sind gegenwärtig im Gange. Schließlich weisen wir noch auf die Maschine Nr. 150 der Ostbahn hin, die einfache Dampfdehnung mit drei Zylindern besitzt. Es ist die erste in Frankreich gebaute Lokomotive dieser Art und die damit erhaltenen Ergebnisse sind sehr bemerkenswert.

## Überhitzung.

Wenn auch die Meinungen über die Verbundanordnung geteilt sind, so besteht hinsichtlich der Überhitzung eine allgemeine Übereinstimmung der Meinungen. Man baut jetzt keine Sattdampflokomotiven mehr, ausgenommen für bestimmte Aufgaben des Verschiebedienstes. Die durch die Überhitzung erzielten Ersparnisse erscheinen auch hinreichend

Zusammenstellung

| Bauartreihe | Personenzuglokomotiven | | | | | Nahzuglokomotiven | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 230 | 231 | | | | 131 | 232 | 141 | |
| Netz | Ostbahn | P.-O.- und Staatsbahn | Südbahn | Nordbahn | P.-L.-M.-Bahn | Staatsbahn | P.-L.-M.-Bahn | Ostbahn | P.-O. |
| **Kessel** | | | | | | | | | |
| Druck . . . . . kg/cm² | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 15 | 16 | 14 | 1 |
| Rostfläche R . . . . . m² | 3,16 | 4,27 | 4,02 | 3,22 | 4,25 | 2,52 | 3,08 | 2,42 | |
| Heizfläche H: Feuerbüchse . „ | 16,23 | 16,37 | 15,80 | 17,38 | 15,64 | 12,56 | 15,9 | 11,87 | 1 |
| Heizfläche H: Rohre . . . „ | 142,63 | 195,60 | 190,25 | 195,60 | 186,49 | 166,54 | 231,28 | 115,28 | 15 |
| Heizfläche H: Gesamt . . „ | 158,86 | 211,97 | 206,05 | 212,98 | 202,13 | 179,10 | 247,18 | 127,15 | 16 |
| Verhältnis $\frac{H}{R}$ . . . . . | 50,27 | 49,64 | 51,25 | 66,14 | 47,56 | 71,07 | 80,25 | 52,54 | 6 |
| Entfernung der Rohrwände . m | 4,400 | 5,900 | 6,000 | 4,500 | 5,500 | 3,900 | 4,250 | 4,200 | |
| Zahl und Durchmesser der Rohre: Heizrohre mm | 28—44/48<br>57—64/70 | 151 — 50/55 | 125 — 52/57 | 90 Serve 70 | 143 — 51/55 | 117 — 65/70 | 146 — 65/70 | 137 — 44/48 | 20 — 64 Ser |
| Zahl und Durchmesser der Rohre: Rauchrohre „ | 21—125/133 | 24—125/133 | 28—125/133 | 24—125/133 | 28—125/133 | — | — | 21—125/133 | 21 — |
| **Überhitzer** | | | | | | | | | |
| Zahl der Elemente . . . . . | 21 | 24 | 28 | 24 | 28 | — | — | 21 | |
| Durchmesser: innerer und äußerer . . . . . mm | 31/38 | 31/38 | 29/36 | 31/38 | 28/35 | — | — | 31/38 | 31 |
| Überhitzerfläche Hü . . . m² | 37,25 | 63,50 | 71,59 | 45 | 64,47 | — | — | 36,51 | |
| Verhältnis $\frac{Hü}{R}$ . . . . . | 11,78 | 14,87 | 17,81 | 13,97 | 15,17 | — | — | 15,08 | |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg: kleine Rohre dm² | 21,14 | 29,64 | 26,54 | 27 | 29,21 | 35,58 | 44,35 | 20,83 | |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg: große Rohre „ | 16,24 | 18,56 | 22,96 | 18,5 | 23,59 | — | — | 16,24 | 1 |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg: Gesamt „ | 37,38 | 48,50 | 49,50 | 45,5 | 52,8 | 35,58 | 44,35 | 37,07 | 3 |
| Verhältnis $\frac{Dg}{R}$ . . . . . | 0,118 | 0,113 | 0,123 | 0,14 | 0,124 | 0,141 | 0,144 | 0,153 | |
| Mittlere Überhitzungstemperatur . | — | 315° | — | 330° | 260° | — | — | — | |
| Durchmesser der Triebräder (neue Bandagen) . m | 2,090 | 1,940 | 1,950 | 2,040 | 2,000 | 1,540 | 1,650 | 1,580 | |
| Zylinder (Zahl und Durchmesser) mm: H. D. . . . | 2 — 390 | 2 — 420 | 2 — 400 | 2 — 410 | 2 — 440 | 2 — 340 | 2 — 370 | 2 — 550 | 2 — |
| Zylinder (Zahl und Durchmesser) mm: N. D. . . . | 2 — 590 | 2 — 640 | 2 — 640 | 2 — 600 | 2 — 650 | 2 — 530 | 2 — 580 | | |
| Kolbenhub . . . . . mm | 680 | 650 | 650 | 660 | 650 | 600 | 650 | 660 | |
| Reibungsgewicht . . . . . t | 53 | 55,7 | 54 | 49 | 55 | 51 | 54 | 59 | |
| Gesamtgewicht . . . . . t | 78 | 96,5 | 91 | 86 | 91,44 | 75 | 104 | 89 | |

um den Umbau vorhandener Maschinen zu rechtfertigen, und einige Bahnverwaltungen, wie die P. L. M.-Gesellschaft, die Ost- und Nordbahn haben entschlossen diesen Weg beschritten. Der Umbau erfolgte entweder durch Ersatz des Rohrbündels und der Rohrwände oder durch Verwendung von Überhitzerelementen kleinerer Abmessungen, die in das Innere der Heizrohre gesteckt wurden, wobei die in Frankreich vielfach gebrauchten Rippenrohre verschwanden.

Im allgemeinen hat man die Überhitzer bei Lokomotiven eingebaut, die schon mit Kolbenschiebern versehen waren. Die Elsässisch-Lothringische Bahnverwaltung hat auch Versuche mit den ehemaligen deutschen Maschinen der Bauart S9 mit Flachschiebern ausgeführt, aber trotz der für die Schmierung vorgesehenen besonderen Maßnahmen scheint die Abnützung der Flachschieber noch sehr beträchtlich zu sein. Die Ostbahn hat diese Schwierigkeiten umgangen, indem sie Kolbenschieber über dem Flachschieberspiegel der Hochdruckzylinder an Lokomotiven anordnete, deren Zylinder noch gut waren.

Die Verhältnisse auf dem französischen Netze liegen folgendermaßen: 9000 Lokomotiven haben die Überhitzung beim Neubau erhalten, 1650 haben die Überhitzung später erhalten, davon 750 durch Ersatz der Rohrwände und 900 durch Verwendung kleinerer Überhitzerelemente in den Heizrohren. Man hat sich viel mit den tatsächlich auf den Lokomotiven erhaltenen Überhitzungstemperaturen beschäftigt und stellte dabei fest, daß man selten 300° C im Fahrdienst überschritt. Man hat diese Ergebnisse nun zu verbessern gesucht, und aus Versuchen, die vor kurzer Zeit durchgeführt wurden, hat man geschlossen, daß es wichtiger ist eine entsprechende Verteilung der Heizgase auf die Rauchrohre und die der Verdampfung dienenden Heizrohre herzustellen als eine große Überhitzerfläche zu besitzen. Man hat auf verschiedenen Lokomotiven beträchtliche Unterschiede in den Gastemperaturen am Ausgange der Rauchrohre und Heizrohre feststellen können, wodurch der Beweis geliefert wurde, daß durch die großen Rohre ein zu geringer Anteil der Heizgase hindurchging. Man mußte in den großen Rohren also den Durchgang der Gase erleichtern. Zu diesem Zweck begann man zuerst die Stützen der Überhitzerelemente zu verändern, um den Durchgangswiderstand zu verringern. Man erzielte dadurch schon eine beträchtliche Verbesserung. Dann versuchte man den Durchgangsquerschnitt der Heizrohre zu verringern, indem man sie verengte oder zum Teil ganz verschloß. Aus demselben Grunde vergrößerte man den Durchmesser der Rauchrohre und verringerte einige Male den der Überhitzerelemente. Umänderungen dieser Art sind auf den meisten Netzen vorgenommen worden, und man hat dadurch im Fahrdienst leicht Dampftemperaturen von 350° bis 3[illegible]° erreicht. Der Vergleich der Lokomotive der Staatsbahn C der Zusammenstellung 1 und der Elsaß-Lothringischen 2 C 1 der Zusammenstellung 2 ist ein Beispiel dafür, wa

okomotiven im Dienste 1914.

| Güterzuglokomotiven | | | | | | | | | Rangierlokomotiven | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 140 | | | | | 141 | 150 | | 151 | 040 | | 050[1] |
| bahn | Staatsbahn | Nordbahn | P.-L.-M.-Bahn | P.-O.-Bahn | P.-L.-M.-Bahn | Nordbahn | P.-O.-Bahn | Ostbahn | Ostbahn | Staatsbahn | P O.-Bahn |
| 16 | 12 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 14 | 13 | 12 | 12 |
| 2,80 | 3,16 | 3,22 | 3,08 | 3,10 | 4,25 | 3,22 | 3,80 | 3,08 | 2,28 | 1,8 | 2,72 |
| 15,89 | 16,90 | 17,38 | 16 | 16,17 | 15,64 | 17,38 | 15,10 | 16,75 | 9,48 | 8,20 | 13,68 |
| 37,25 | 154,41 | 195,60 | 223,64 | 223,23 | 203,44 | 234,25 | 186,10 | 168,74 | 92,84 | 101,80 | 127 |
| 53,14 | 171,31 | 212,98 | 239.64 | 239,40 | 219,08 | 251,63 | 201,20 | 185,49 | 102,32 | 110 | 140,68 |
| 54,69 | 54,21 | 66,14 | 77,80 | 77,2 | 51,54 | 78,14 | 52,9 | 60,22 | 44,87 | 61,11 | 51,7 |
| 4.300 | 4,500 | 4,500 | 4,250 | 4,400 | 6,000 | 6,000 | 5,250 | 5,400 | 3,606 | 3,830 | 4,500 |
| -44/48<br>-64/70 | 174 — 45/50 | 90 Serve 70 | 146 — 65/70 | 139 — 65/70 | 143 — 51/55 | 90 — 60/65<br>60 Serve 70 | 184 — 45/50 | 14 — 44/48<br>125 — 50/55 | 184 — 44/48 | 188 — 45/50 | 134 — 45/50 |
| 125/133 | 24 — 125/133 | 24 — 125/133 | — | — | 28 — 155/133 | 24 — 125/133 | 24 — 125/133 | 24 — 125/133 | — | — | 24 — 125/133 |
| 21 | 24 | 24 | — | — | 28 | 24 | 24 | 24 | — | — | 24 |
| 1/38 | 31/38 | 31/38 | — | — | 28/35 | 31/38 | 31/38 | 31/38 | — | — | 28/35 |
| 5,97 | 49,51 | 45 | — | — | 70,63 | 62,23 | 55,40 | 53.84 | — | — | 44,20 |
| 3,20 | 15,66 | 13 97 | — | — | 16,62 | 19,32 | 14,5 | 17,48 | — | — | 16,20 |
| 0,86 | 27,67 | 27 | 44,35 | 40 | 29,21 | 22,5 | 29,3 | 26,67 | 27,98 | 29,89 | 21,1 |
| 3,24 | 18,56 | 18,5 | — | — | 23,59 | 18,5 | 18,86 | 18,56 | — | — | 23,6 |
| 7,10 | 46,23 | 45,5 | 44,35 | 40 | 52,80 | 41 | 48,16 | 45,23 | 27,98 | 29,89 | 44,7 |
| 0,1325 | 0,146 | 0,14 | 0,144 | 0,129 | 0,124 | 0,127 | 0,126 | 0,146 | 0,123 | 0,166 | 0,16 |
| — | 270° | 320° | — | — | 260° | 300° | — | — | — | — | — |
| 1,400 | 1,440 | 1,550 | 1,500 | 1,500 | 1,650 | 1,550 | 1,350 | 1,350 | 1,260 | 1,300 | 1,310 |
| -415<br>-635 | 2 — 590 | 2 — 420<br>2 — 570 | 2 — 380<br>2 — 600 | 2 — 410<br>2 — 620 | 2 — 510<br>2 — 720 | 2 — 490<br>2 — 680 | 2 — 460<br>2 — 660 | 2 — 630 | 2 — 480 | 2 — 480 | 2 — 630 |
| 560 | 650 | H.D. — 640<br>N.D. — 700 | 650 | 650 | H.D. — 650<br>N.D. — 700 | H.D. — 640<br>N.D. — 700 | H.D. — 620<br>N.D. — 650 | 660 | 660 | 600 | 660 |
| 66 | 66 | 73,6 | 66 | 66,300 | 70 | 88,3 | 76,900 | 90 | 62 | 63 | 87 |
| 75 | 75 | 84 | 72 | 74,600 | 95 | 99 | 85,200 | 118 | 62 | 63 | 87 |

[1]) Diese Lokomotiven sind auf dem Netz der Südbahn vorhanden, wo sie im Güterzugdienst verwendet werden.

reicht werden kann. Die zweite dieser Maschinen zeigt genüber der ersteren nur eine Veränderung hinsichtlich des essels. In gleicher Weise kann man die Maschine 2 C 1 der L. M.-Gesellschaft (im Jahre 1912 erbaut) anführen, deren ohrbündel verändert wurde, um Durchgangsquerschnitte von ,15 dm², 27,21 dm² zu erreichen, an Stelle von 29,21 dm², ,59 dm² und auf der regelmäßig 380° C Überhitzung erzielt erden. Bei den Kesseln, die man gegenwärtig untersucht, man bestrebt gleiche Durchgangsquerschnitte in den Heiz- d Rauchrohren zu erreichen. Es scheint, daß dieses Ver- ltnis hinreichend ist, und daß es zwecklos ist die Zahl der berhitzerelemente ins Ungewisse zu vermehren.

Man hat auch versucht für die Überhitzerelemente neue rmen zu finden, die geeignet sind den Übergang der Wärme s Gases zum Dampf zu erleichtern. Die Textabb. 6 zeigt die lemente D. M., wie sie gegenwärtig auf dem Netze der Ost- hn gebraucht werden. Die Textabb. 7 zeigt ein Ringelement r Bauart Houlet, das bei den Versuchen bemerkenswerte gebnisse gebracht hat. Man kann sich von den durch das emente D. M. erhaltenen Ergebnissen überzeugen, wenn man f der Zusammenstellung 2 die Maschine 1 C 1 der Ostbahn trachtet, die eine Überhitzung von 350° C erreicht, obgleich e Verhältnisse der Durchgangsquerschnitte in den Heiz- d Rauchrohren keineswegs die oben angegebenen er- ichen.

Die Bauart Houlet stellt ein ringförmiges Element dar, das im Vergleich zum Schmidt-Element die Überhitzeroberfläche beträchtlich vergrößert, ohne den Durchgangsquerschnitt zu verändern. Wenn es ohne Änderung des Rohrbündels angewandt wird, erhöht es die Überhitzungstemperatur um 35° bis 50° C.

### Speisewasservorwärmung.

Schon vor dem Jahre 1914 hatten die französischen Bahnen sich eifrig mit der Vorwärmung des Speisewassers beschäftigt. Mehrere von ihnen hatten Versuche besonders mit dem Vorwärmer Caille-Potonié durchgeführt, ohne daß die Ergebnisse weiter ausgewertet worden wären. Seit 1918 wurde diese Frage wieder von allen Bahnnetzen aufgenommen und man findet auf den französischen Lokomotiven mehr oder weniger zahlreiche Apparate aller Art, wie Dampfstrahlpumpen Metcalfe, Worthingtonpumpen, Dabegpumpen, die von den Achsen angetrieben werden, und besonders „ACFI"-Pumpen*). Wir wollen diese letztere Bauart genauer beschreiben, da von ihr gegenwärtig mehr als 1800 Stück im Fahrdienst verwendet werden oder im Bau begriffen sind.

Der Vorwärmer ACFI besteht im wesentlichen aus einer Pumpe mit drei Zylindern und dem Mischvorwärmer unter

*) l'Auxiliaire des Chemins de fer de l'Industrie; vergl. auch Organ 1925, S. 41 ff.

atmosphärischem Druck, der über dem Langkessel angeordnet ist. Die Pumpe besteht aus einem Dampfzylinder, einem Kaltwasserzylinder, der das Wasser vom Tender ansaugt und es in den Vorwärmer drückt, und einem Warmwasserzylinder, dem das warme Wasser zuläuft, und der es unmittelbar in den Kessel drückt. Die Vorwärmtemperatur beträgt ungefähr 95° bis 100°. Die Entlüftung des Speisewassers und die rasche

Der Vorwärmer ACFI hat während der letzten Jahr bemerkenswerte Umänderungen erfahren, die besonde Probleme lösen sollten. Zunächst suchte man ihn bei de Lokomotiven, die Züge mit häufigen Aufenthalten beförder in Anwendung zu bringen, Züge, für die die Vorwärmer i allgemeinen keinen Vorteil bringen können, weil die Speisun des Kessels meist bei geschlossenem Regler geschieht. Ma

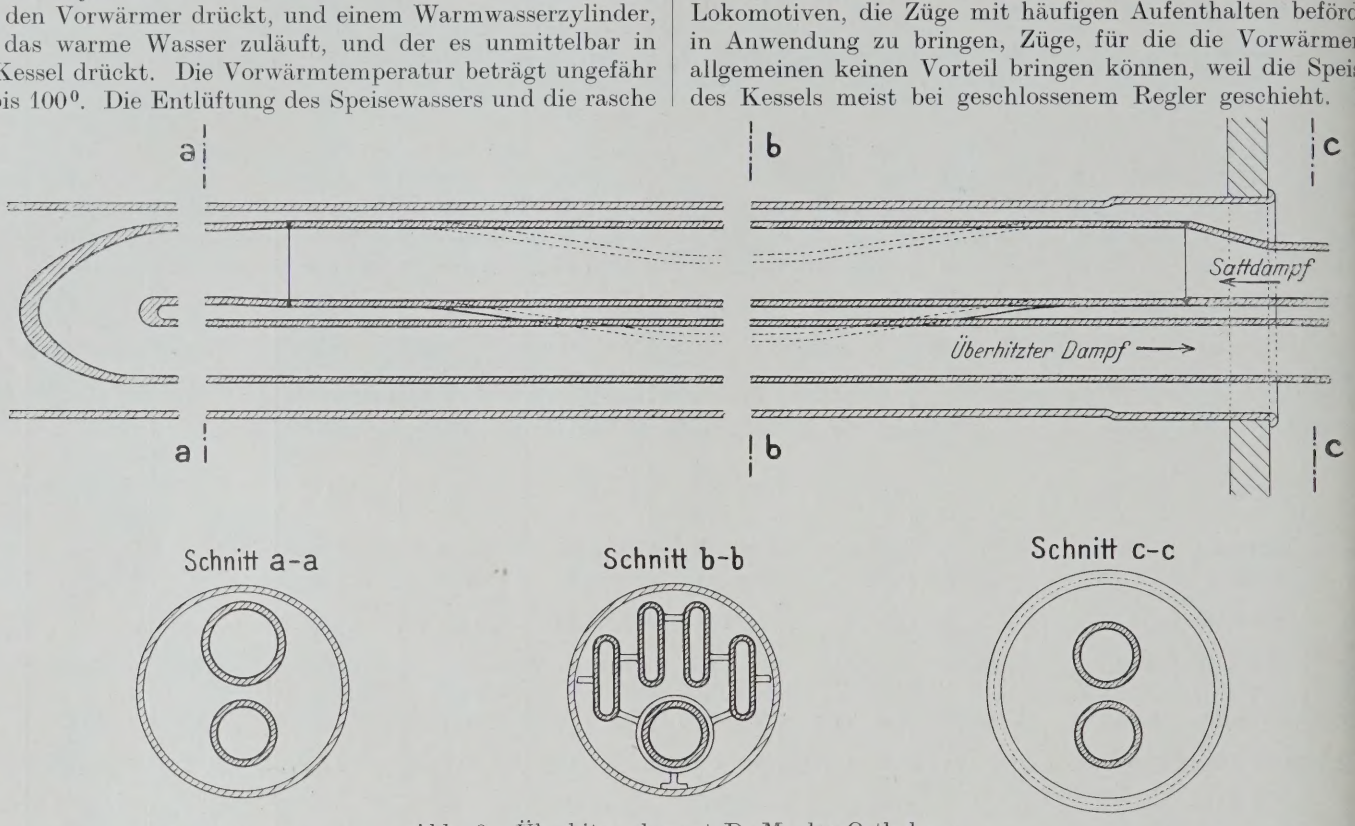



Abb. 6. Überhitzerelement D. M. der Ostbahn.

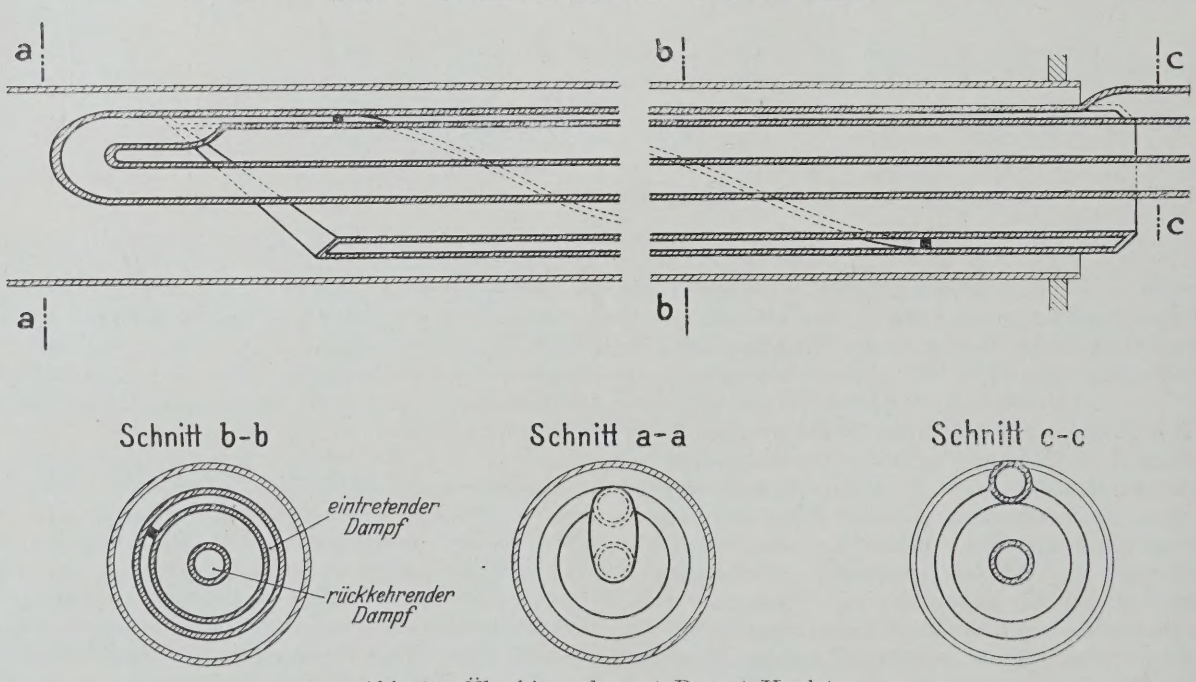



Abb. 7. Überhitzerelement Bauart Houlet.

Ablagerung des Kesselsteines vollziehen sich in dem Mischvorwärmer. Die Reinigung des Apparates kann leicht bei passender Gelegenheit durchgeführt werden, indem man ihn mit einer leichten Salzsäurelösung auswäscht. Die mit dieser Anordnung erzielten Ersparnisse sind wie bei allen Apparaten dieser Art von dem Dienste abhängig, der von der Maschine geleistet wird. Bei anstrengendem Dienste und nicht zu häufigen Aufenthalten erreichen und überschreiten die Ersparnisse 10% für den Brennstoff und 15% für das Wasser.

traf daher Anordnung, daß man während der Fahrt mit geöffnetem Regler in einem besonders sorgfältig wärmedicht umhüllten Behälter einen Warmwasservorrat ansammelt. In dem Augenblick, wo der Regler geschlossen wird, tritt ein automatisches Ventil in Tätigkeit und die Pumpe drückt das warme Wasser aus dem Vorratsbehälter in den Kessel. Wenn das Bedürfnis vorhanden ist, besteht übrigens auch die Möglichkeit, das Wasser auf freier Fahrt und bei geöffnetem Regler wie mit einem gewöhnlichen Apparat in den Kessel zu speisen.

er sobald man den Regler schließt, wird wieder selbsttätig s warme Vorratswasser in den Kessel befördert. Diese Anlnung hat gute Ergebnisse gebracht, und außerdem verhöhere Temperatur als 100° zu erlangen, dadurch, daß man die Wärmemenge des Abdampfes auf vollkommenere Weise ausnützte oder daß man den für die Vorwärmung nötigen

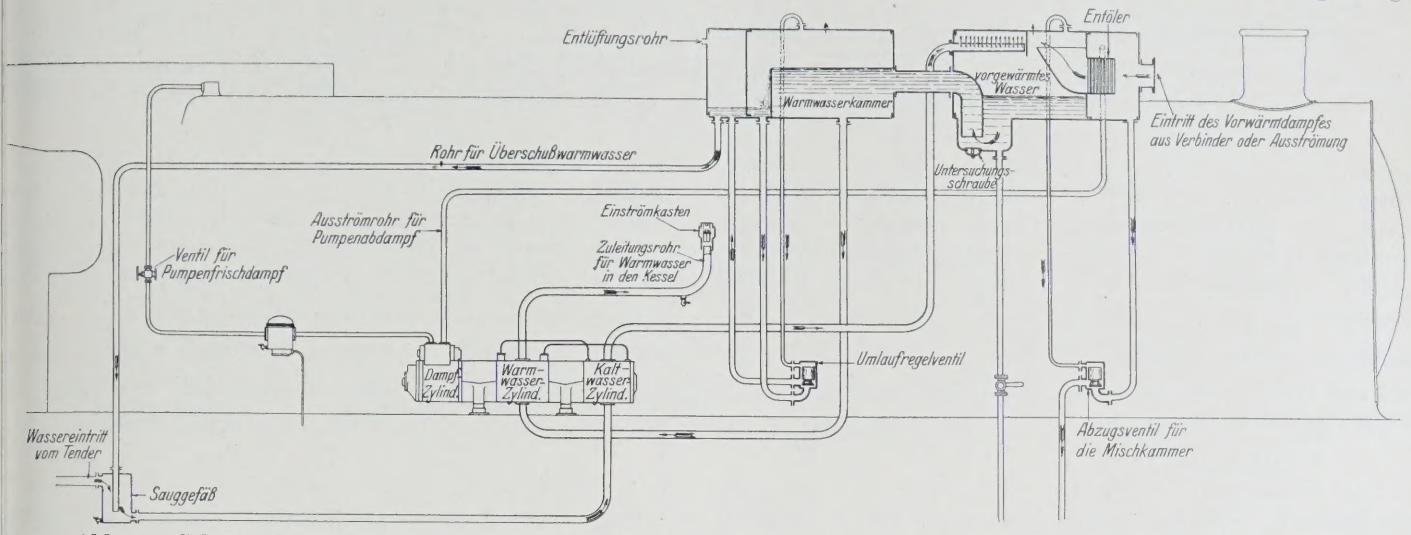



Abb. 8. Schema der Anordnung der Speisevorrichtungen mit Vorwärmung nach der Bauart ACFI „Integral".

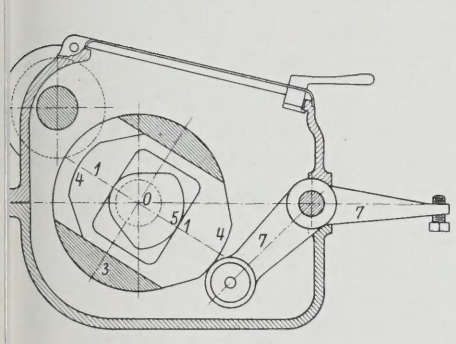



Abb. 9.

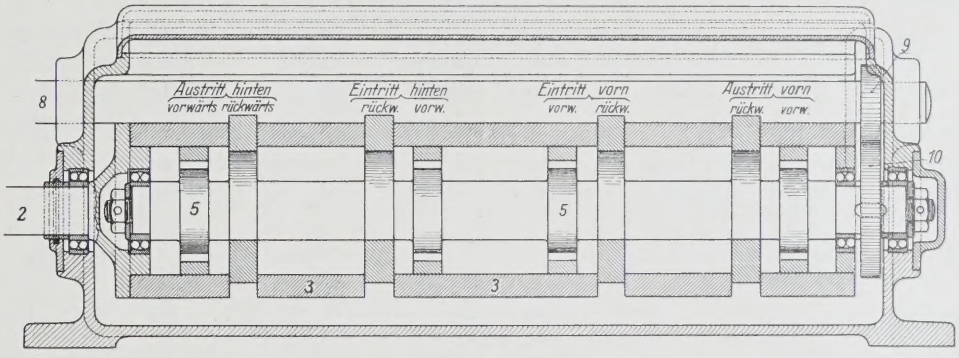



Abb. 10.

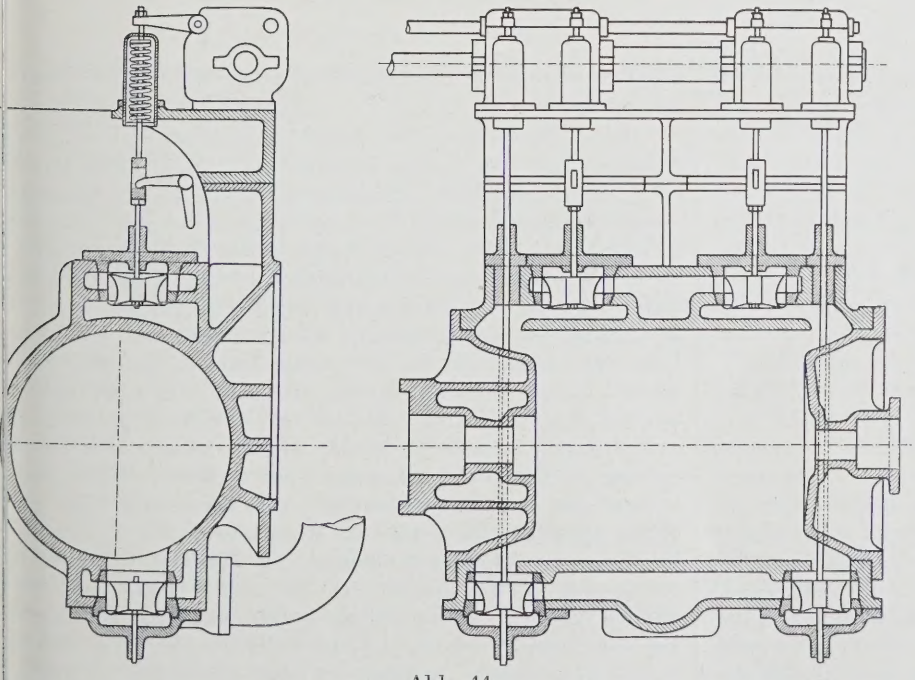


Abb. 11.

Abb. 9 bis 11: Ventilsteuerung Bauart „Renaud".

dert das automatische Ventil den unmittelbaren Zufluß kalten Wassers in den Kessel.

Übrigens versuchte man auch, für das Speisewasser eine Dampf aus dem Verbinder zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder der Verbundlokomotive entnahm, entsprechend der bei Dampfturbinen üblichen Anordnung. In der Textabb. 8 sieht man die schematische Anordnung des „Integral" genannten Vorwärmers. Zunächst ist hier die Pumpe mit den drei Zylindern zu bemerken, die wir früher schon erwähnten. Sie befördert das kalte Wasser in die erste Kammer des Vorwärmers, in die gleichzeitig der von der Ausströmung oder vom Verbinder ankommende Dampf eintritt. Unter der Druckwirkung dieses Dampfes wird das Wasser in eine zweite Kammer gedrängt, die in zwei Hälften geteilt ist, die selbst wieder durch eine Rohrschleife in Gestalt eines U verbunden sind. Die Fördermenge der Kaltwasserpumpe beträgt etwas mehr als diejenige der Warmwasserpumpe; daher bleibt beständig ein Überschuß von Warmwasser in der zweiten Kammer des Vorwärmers zurück, das vom ersten Teil in den zweiten Teil dieser Kammer hinüberwandert, und dann durch das Überströmrohr der Saugvorrichtung zum Kaltwassereintritt zurückkehrt. Da nun zwischen den beiden Teilen der zweiten Kammer eine Druckdifferenz besteht, die im Falle

Zusammenstellung 2:

| Bauartreihe | Personenzuglokomotiven | | | | | | Nahzug- | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 231 (2 C 1) | | | | 241 (2 D 1) | | 131 (1 C 1) | 141 (1 D 1) |
| Netz | A.- u. L.-Bahn | Südbahn | Nordbahn | P.-O.-Bahn | Ostbahn | P.-L.-M.-Bahn | Ostbahn | Staatsbahn |
| **Kessel** | | | (Taf. 14, Abb. 3) | | (Taf. 14, Abb. 1) | (Taf. 14, Abb. 2) | | |
| Druck . . . . . kg/cm² | 16 | 13 | 16 | 12 | 17 | 16 | 13 | 12 |
| Rostfläche R . . . . . m² | 4,27 | 4 | 3,50 | 4,70 | 4,43 | 5 | 2,06 | 2,80 |
| Heizfläche H { Feuerbüchse . . . ,, | 16,37 | 15,85 | 20,30 | 14,32 | 23,91 | 23,70 | 12,42 | 15,50 |
| Heizfläche H { Rohre . . . . . ,, | 195,60 | 188,27 | 225 | 208,80 | 193,70 | 222,46 | 94,11 | 154,41 |
| Heizfläche H { Gesamt . . . . ,, | 211,97 | 204,12 | 245,30 | 223,12 | 257,61 | 246,16 | 106,53 | 169,91 |
| Verhältnis $\frac{H}{R}$ . . . . . | 49,6 | 51,03 | 70 | 47,5 | 49,12 | 49,23 | 51,71 | 60,68 |
| Entfernung der Rohrwände . . . m | 5,900 | 6,000 | 4,500 | 6,064 | 5,900 | 5,987 | 4,200 | 4,500 |
| Zahl und Durchmesser der Rohre { Heizrohre . . mm | 136 — 45/50 | 123 — 52/57 | 21 — 45/50 93 Serve — 70 | 165 — 45/50 | 130 — 50/55 | 143 — 51/55 | 107 — 45/50 | 174 — 45/50 |
| Zahl und Durchmesser der Rohre { Rauchrohre . ,, | 24 — 130/138 | 28 — 125/133 | 30 — 125/133 | 26 — 129/137 | 30 — 130/138 | 33 — 135/143 | 18 — 125/133 | 24 — 125/13 |
| **Überhitzer** | | | | | | | | |
| Zahl der Elemente . . . . . | 24 | 28 | 30 | 26 | 30 | 33 | 18 | 24 |
| Durchmesser: innerer und äußerer mm | 30/38 | 29/36 | 31/38 | 31/38 | Überh. D. M. | 28/35 | Überh. D. M. | 31/38 |
| Überhitzerfläche Hü . . . . . m² | 63,50 | 73,40 | 57,20 | 72 | 92,57 | 86,55 | 39,19 | 49,51 |
| Verhältnis $\frac{Hü}{R}$ . . . . . | 14,8 | 18,35 | 16,34 | 15,3 | 20,89 | 17,31 | 19,02 | 17,68 |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg { Heizrohre dm² | 21,61 | 26,12 | 28,20 | 26,3 | 25,52 | 29,21 | 17,02 | 27,67 |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg { Rauchrohre ,, | 20,96 | 22,96 | 23,20 | 22,2 | 27,80 | 34,53 | 14,88 | 18,56 |
| Durchgangsquerschnitt für die Gase Dg { Gesamt . ,, | 42,57 | 49,08 | 51,40 | 48,5 | 53,32 | 63,74 | 31,90 | 46,23 |
| Verhältnis $\frac{Dg}{R}$ . . . . . | 0,099 | 0,122 | 0,146 | 0,103 | 0,120 | 0,127 | 0,154 | 0,16 |
| Mittlere Überhitzungstemperatur . . . | 365° | — | 310° | — | 350° | 350° | 340° | 260° |
| Durchmesser der Triebräder (neue Radreifen) . . . m | 1,950 | 1,940 | 1,900 | 1,940 | 1,950 | 1,800 | 1,420 | 1,540 |
| Zylinder (Zahl und Durchmesser) mm { H. D. . . . . | 2 — 420 | 2 — 630 | 2 — 440 | 2 — 620 | 2 — 450 | 2 — 510 | 2 — 510 | 2 — 600 |
| Zylinder (Zahl und Durchmesser) mm { N. D. . . . . | 2 — 640 | | 2 — 620 | | 2 — 660 | 2 — 720 | | |
| Kolbenhub . . . . . mm | 650 | 650 | H. D. — 660 N. D. — 690 | 650 | 720 | H. D. — 650 N. D. — 700 | 660 | 650 |
| Reibungsgewicht . . . . . t | 54,5 | 54 | 55 | 54 | 74 | 74 | 48 | 72 |
| Gesamtgewicht . . . . . t | 96,5 | 89 | 94 | 94 | 113 | 117 | 77 | 96 |

der Verwendung des Dampfes aus dem Verbinder einer Verbundmaschine 5 bis 6 kg erreichen kann, so wird das Gleichgewicht durch ein Umlaufregelventil hergestellt. Dieses Ventil, das auf dem Schema ersichtlich ist, steht beständig unter einer senkrecht von unten nach oben wirkenden Kraft, die dem Druck in der U-Röhre entgegenwirkt und erst wenn die U-Röhre voll Wasser ist, das Warmwasser in den zweiten Teil der Kammer und in das Sauggefäß übertreten läßt. Der Vorwärmer „Integral" ermöglicht die Wasservorwärmung bis 110° bei Lokomotiven ohne Verbundanordnung und bis 125° bei Lokomotiven mit Verbundanordnung. Die Brennstoffersparnis, die in diesem letzteren Fall erzielt wird, beträgt ungefähr 14%.

### Ventilsteuerung.

Man hat sich in Frankreich immer stark mit Steuerungssystemen beschäftigt, die die Nachteile der Flach- oder Kolbenschieber vermeiden sollten. Schon seit vielen Jahren arbeitet man an einer Steuerung mittels Ventilhähne oder hubkurvenbetätigter Ventile, aber die erzielten Ergebnisse befriedigten niemals. Während der letzten Jahre wurde die Frage wieder aufgegriffen, denn die Schwierigkeiten, die sich durch die Verstärkung der Lokomotiven und der damit verbundenen Gewichtserhöhung der Schieber anhäuften, mußten beseitigt werden. Anderseits weiß man, daß gewisse Ventilsteuerungssysteme es gestatten, bei allen Füllungen konstante Kompression einzuhalten und deshalb auch bei kleinen Füllungen bessere Diagramme ergeben, als sie mit gewöhnlicher Steueru zu erzielen sind.

Wir beschreiben nun eine Ventilsteuerung Baua Renaud mit rotierenden Hubkurven, die auf einer Maschi 1 D 1 der Staatsbahnen angewandt wurde, und die bemerker werte Ergebnisse erzielt hat. Im allgemeinen wird bei Steu rungen dieser Art die Veränderung der Füllung dadurch e reicht, daß unter den Ventilstangen der Ventile eine Hubkur durch eine andere mit verändertem Profil ersetzt wird. D Wesen der Steuerung Renaud besteht darin, daß sie für jed Ventil nur eine Nocke besitzt, deren Hub vom Führer verände werden kann. Jede Steuernocke (Textabb. 9 und 10) besteht i wesentlichen aus einer mit der Steuerwelle 2 gleichachsig zylindrischen Scheibe 3. In der Scheibe 3 kann sich in eine Schlitz ein Gleitstück 1 bewegen, das an beiden Enden passe verlaufende Hubkurven besitzt. Das Gleitstück 1 hat in e Mitte einen Schlitz, der ein Hubkurvenstück 5 umschlie Dieses sitzt an einer in der hohlen Ventilantriebswelle liegend Steuerwelle 8, die mittels der Zahnräder 9 und 10 verste werden kann. Bei Bewegung stützt sich der Ventilhebel entweder auf die Scheibe 3, in welchem Fall das zugehöri Ventil geschlossen ist oder auf das Gleitstück 1, wenn d Nocke 4 über die Scheibe 3 hinausragt, in welchem Fall d Ventil offen ist. Es ist ersichtlich, daß man durch Veränderu der Stellung des Hebels 5 die Zeit verändern kann, währe welcher die Nocke 4 sich unter dem Ventilhebel 7 befindet u damit auch die Zeitdauer der Öffnung des Ventils. Die E

it 1918 gebaute Lokomotiven.

| okomotiven | | Güterzuglokomotiven | | | | | | | Rangierlokomotiven | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| (1 D 1) | 242 (2 D 1) | 140 (1 D) | | 141 (1 D 1) | | | 150 (1 E) | 151 (1 E) | 151 (1 E) | |
| P.-O.-Bahn | P.-L.-M.-Bahn | P.-L.-M.-Bahn | P.-L.-M.-Bahn | Staatsbahn | P.-L.-M.-Bahn | P.-O.-Bahn | Ostbahn | Ringbahn | A.- u. L.-Bahn | Ostbahn |
| 12 | 16 | 14 | 16 | 12 | 16 | 12 | 14 | 14 | 12 | 14 |
| 2,73 | 3,08 | 3 | 3,08 | 3,80 | 4,25 | 4,70 | 3,25 | 3,57 | 2,77 | 2,40 |
| 14,45 | 16,13 | 16,30 | 16,06 | 15,10 | 15,68 | 14,32 | 20,38 | 15 | 15,06 | 17,54 |
| 121,21 | 157,02 | 117,67 | 159,17 | 192,25 | 190,57 | 208,80 | 182,98 | 183 | 235,46 | 168,98 |
| 135,66 | 173,15 | 133,97 | 175,23 | 207,35 | 206,25 | 223,12 | 203,36 | 198 | 250,52 | 186,52 |
| 49,7 | 56,21 | 44,66 | 56,89 | 54,56 | 48,5 | 47,5 | 65,57 | 55,6 | 90,4 | 77,71 |
| 4,400 | 5,000 | 4,500 | 4,250 | 5,800 | 6,000 | 6,067 | 5,000 | 4,552 | 4,300 | 5,400 |
| 4 — 45/50 | 12 glatte R. 51/55<br>62 Rippenr. 65/70 | 106 — 51/55 | 50 Rippenr. 65/70<br>96 glatte R. 64/70 | 151 — 50/55 | 128 — 51/55 | 165 — 45/50 | 148 — 50/55 | 22 — 68/74 | 148 — 65/76 | 125 — 50/55<br>14 — 45/50 |
| –125/133 | 21 — 135/143 | 21 — 135/143 | — | 24 — 125/133 | 26 — 135/143 | 26 — 129/137 | 32 — 130/138 | 152 — 68/74 | — | 24 — 125/133 |
| 21 | 21 | 21 | 48 | 24 | 26 | 26 | 32 | 76 | Umbau einer früheren deutschen Lokomotive Bauart G 11 | 24 |
| 31/38 | 28/35 | 28/35 | 19/24 | 28/35 | 28/35 | 31/36 | Überh. D.M. | 16/22 | | Überh. D.M. |
| 41 | 45,47 | 41 | 65,17 | 59 | 68,29 | 72 | 85,59 | 75 | | 67,07 |
| 15 | 14,76 | 13,66 | 21,16 | 15,52 | 16,1 | 15,3 | 26,33 | 21 | | 27,94 |
| 21,17 | 19,40 | 21,65 | 15,19 | 29,64 | 26,15 | 26,3 | 29,06 | 7,97 | 49,11 | 26,77 |
| 16,30 | 21,97 | 21,97 | 22,19 | 20,21 | 27,21 | 22,2 | 29,65 | 40,88 | — | 19,83 |
| 37,47 | 41,37 | 43,62 | 37,38 | 49,85 | 53,36 | 48,5 | 58,71 | 48,85 | 49,11 | 46,60 |
| 0,137 | 0,134 | 0,145 | 0,121 | 0,131 | 0,126 | 0,103 | 0,180 | 0,137 | 0,177 | 0,194 |
| — | 355° | 350° | 300° | 305° | 380° | — | 350° | 340° | — | 330° |
| 1,650 | 1,650 | 1,650 | 1,500 | 1,650 | 1,650 | 1,640 | 1,400 | 1,350 | 1,350 | 1,350 |
| — 620 | 2 — 420<br>2 — 630 | 2 — 580 | 2 — 400<br>2 — 600 | 2 — 620 | 2 — 510<br>2 — 720 | 2 — 620 | 3 — 560 | 2 — 630 | 2 — 600 | 2 — 630 |
| 700 | 650 | 650 | 650 | 700 | H.D.— 650<br>N.D.— 700 | 700 | 660 | 660 | 650 | 660 |
| 71 | 65 | 59 | 64 | 66 | 70,84 | 69 | 82 | 90 | 78,70 | 91 |
| 99 | 120 | 71 | 74 | 87 | 96,28 | 92 | 97 | 112 | 96,45 | 120 |

l Auslaßnocken sind einander gleich, sie stehen nur in einem timmten Winkel zueinander. Da bei einer Umdrehung der triebswelle 2 die Ventile zweimal angehoben werden, dreht sich nur mit der halben Geschwindigkeit wie die Treibräder.

Man kann nicht sagen, daß bei der Renaud-Steuerung die sströmperiode völlig unabhängig von der Einströmperiode aber die Durchsicht der auf einer Fahrt gewonnenen und Textabb. 12 bis 14 dargestellten Diagramme zeigt, daß erzielten Ergebnisse befriedigend sind, und daß selbst bei r geringen Füllungen (5 bis 7 %) die Ausströmperiode in n zulässigen Grenzen bleibt. Die Anordnung der Renaud-uerung am Zylinder einer Lokomotive 1 D 1 der Staats-n, deren Kennzahlen in der Zusammenstellung 2 wieder-geben sind, ist in Textabb. 11 zu sehen.

Die Einlaßventile sind oben auf dem Zylinder, die Auslaß-ntile unten am Zylinder angeordnet. Die Auslaßventile rden von ziemlich langen Ventilstangen betätigt, die durch ntritts- und Austrittskanal hindurchgeführt sind und in ssenden Aussparungen der beiden Zylinderdeckel Raum den. Diese ziemlich gewagte Konstruktion hat den Zweck, n Wärmeaustausch mit der Wand zu verringern und die ndenswasserabführung zu erleichtern. Sie hat bis jetzt h zu keiner Unzuträglichkeit geführt. Die mit der Renaud-euerung ausgerüstete Lokomotive hält sich gut im Dienst d zeichnet sich durch besonders ruhigen Gang aus. Trotz es verhältnismäßig kleinen Raddurchmessers von 1,650 m lt sie leicht ihre Höchstgeschwindigkeit von 100 km und bringt, im Vergleich zu anderen Lokomotiven der gleichen Reihe eine Brennstoffersparnis von etwa 10 %.

## Neue Lokomotiven.

Zum Schluß sollen noch die stärksten Lokomotiven kurz behandelt werden, die in Frankreich während der letzten Jahre erbaut wurden.

### Lokomotive „Pacific" 2 C 1 der Nordbahngesellschaft. (Textabb. 15 und Abb. 3, Tafel 14).

Die Maschinen „Pacific Nord", deren Kennzahlen in der Zusammenstellung 2 angegeben sind, schleppen unter schwierigen Bedingungen auf dem Netz der Nordbahngesellschaft die Schnellzüge, die zu den schnellsten der Welt gehören; einige erreichen eine Reisegeschwindigkeit von fast 100 km/Std. Es sind Verbundlokomotiven mit außen angeordneten Hochdruck- und innen angeordneten Niederdruckzylindern. Die Hochdruckzylinder werden durch Kolbenschieber und die Niederdruckzylinder entweder durch Kolbenschieber oder durch Flachschieber mit Entlastungskammer (Bauart „Nord") gesteuert. Die Dampfleitungen sind besonders sorgfältig geführt um jede Undichtheit zu vermeiden. Im Dienste ist festzustellen, daß im Einströmkasten der Hochdruckzylinder ein dem Kesseldruck fast genau gleicher Druck herrscht. Außerdem besitzt die Maschine einen hervorragend ruhigen Gang und trotz des verhältnismäßig kleinen Durchmessers ihrer Räder von 1,90 m, der die Überwindung der Steigungen

erleichtert, hält sie leicht die Höchstgeschwindigkeit von 120 km/Std.

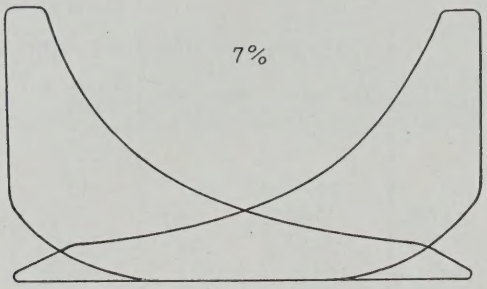



Abb. 12.

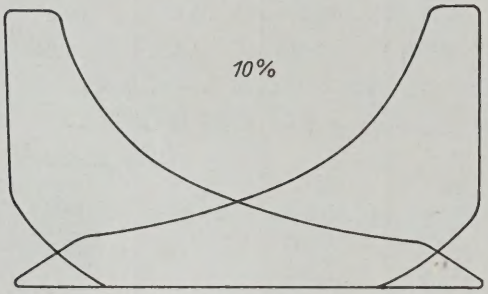



Abb. 13.

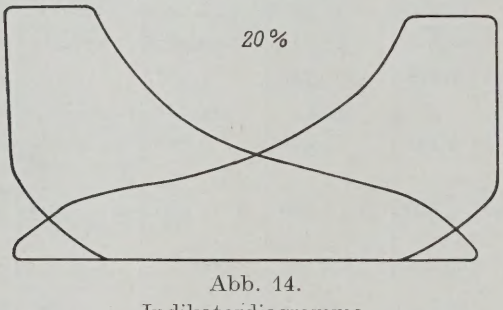



Abb. 14.
Indikatordiagramme.

Die Feuerbüchse, deren Rostfläche nur 3,50 m² beträg ist langgezogen und zwischen den Längsträgern untergebrach Prüft man die Kennzahlen des Kessels, so bemerkt man, d die Heizfläche derjenigen der Lokomotive „Mountain" (2 D der P. L. M.-Gesellschaft fast gleich ist, und daß das Verhältn des Rohrdurchgangsquerschnitts zur Rostfläche eines d größten ist, das in Zusammenstellung 2 angegeben ist.

Der Tender kann 35 m³ Wasser fassen. Wegen des gering Wasserverbrauchs der Maschine (nicht ganz 100 l für den km der nur durch die besondere Bauart und durch die Verwendu eines Vorwärmers ACFI erzielt werden konnte, ist die Nor bahngesellschaft imstande, den Fahrdienst ohne Wasse aufnahme und Aufenthalt mit Zügen, deren Last bisweil 600 t überschreitet, auf Strecken wie Paris—Calais von 299 k Paris—Brüssel von 311 km, Paris—Liège von 367 km durc führen.

Man kann sich von den Leistungen der Maschine an Ha der Geschwindigkeitsstreifen überzeugen, die in Abb. 14 f Zug 98 vom 3. Januar 1929 (673 t Last) für die Strecke Calais Paris dargestellt sind. Die Fahrstrecke von 297 km wur in 187 Min. durchfahren. Wenn man von den 5 M. Aufenthalt in Amiens und der Verringerung der Geschwind keit bei der Ankunft in Paris absieht, so errechnet sich ei Durchschnittsgeschwindigkeit von 100 km/Std.

### Lokomotive „Mountain" (2 D 1) der P. L. M.-Gesellschaft. (Textabb. 16 und Abb. 2 Tafel 14).

Die Aufgaben, die die P. L. M.-Gesellschaft mit die Maschine zu lösen hatte, waren von denjenigen der Nor bahn etwas verschieden. Auf diesem Netz müssen schwe Schnellzüge über die sehr schwierige Strecke Laroche—Dij befördert werden. Die Linie besitzt zwischen Laroche u Blaisy eine ununterbrochen steigende Strecke von 133 k Länge, deren Steigung zum Schluß steiler wird. Die Pacif Lokomotiven, die diese Züge schleppten, genügten imm weniger, sowohl hinsichtlich der Leistungsfähigkeit auf d gesamten Streckenlauf, als auch im besonderen auf d

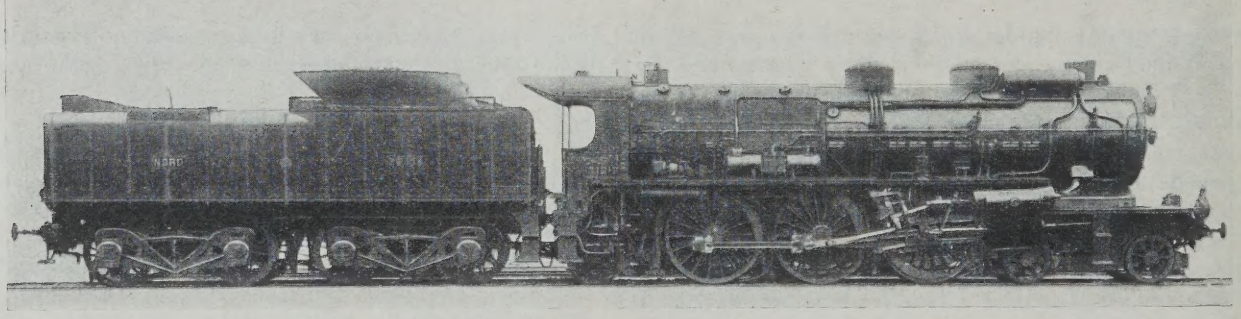


Abb. 15. 2 C 1 Lokomotive der Nordbahn.

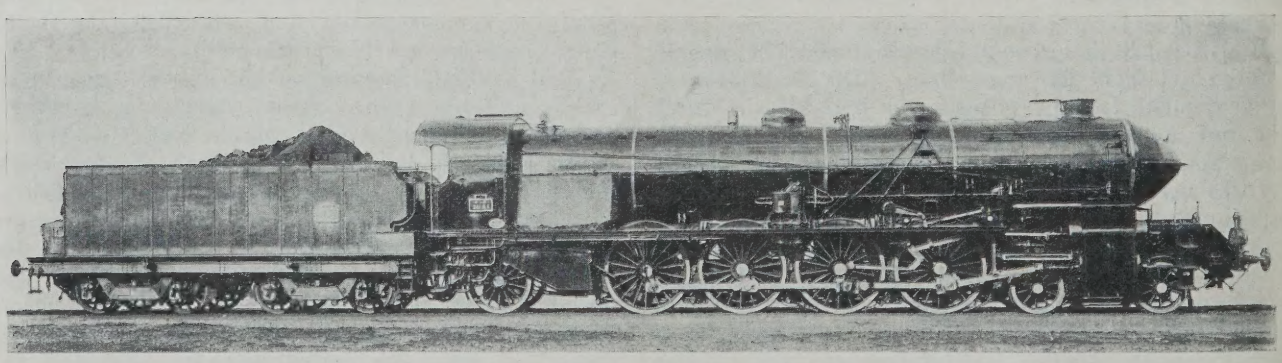


Abb. 16. 2 D 1 Lokomotive der P. L. M.-Bahn.

annten Rampe und man mußte daran denken, von drei vier gekuppelte Achsen überzugehen. Anderseits mußte n darnach streben, auf den verhältnismäßig leicht zu rwindenden Teilen dieser Strecke, besonders auf dem genlauf Dijon—Laroche erhöhte Geschwindigkeiten zu erreichen. Die jetzt gebaute Gebirgsmaschine sucht der Verbindung zweier einander widersprechender Bedingungen zu genügen.

Wegen ihrer Größe konnten die Niederdruckzylinder nicht zwischen den Längsträgern untergebracht werden. Infolge-

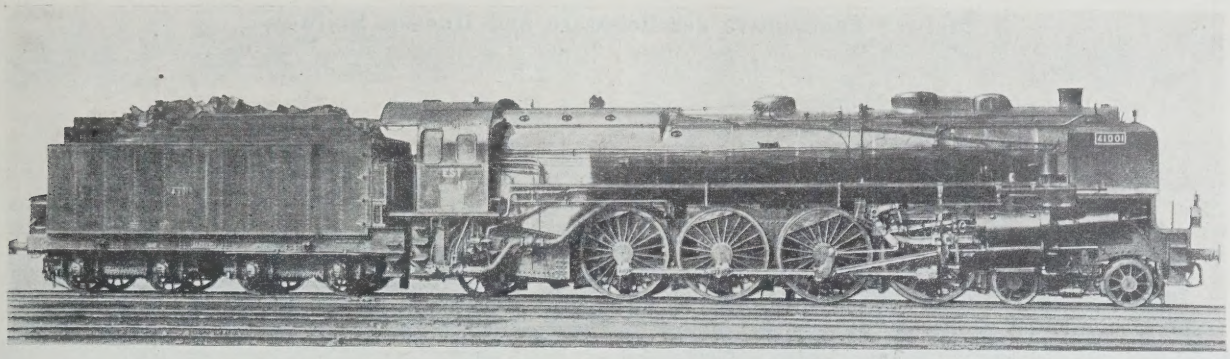


Abb. 17. 2 D 1 Lokomotive der Ostbahn.

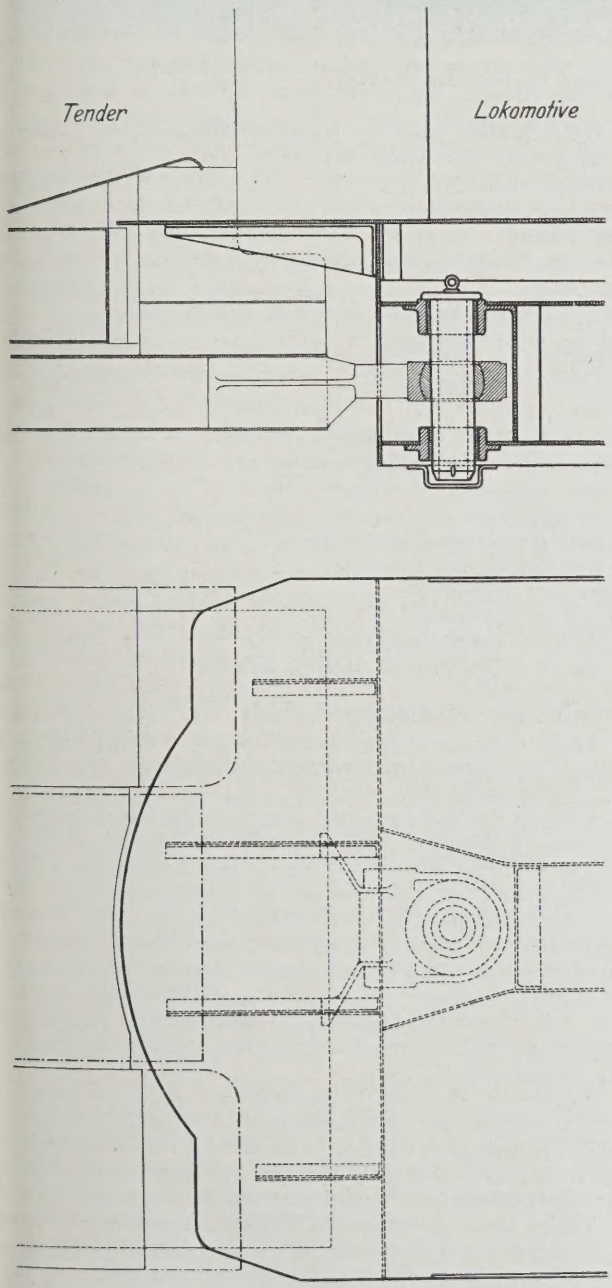



Abb. 18. Tenderkupplung der französischen Ostbahn.

dessen greifen die Hochdruckzylinder an der Kropfachse an. Die Steuerung ist nach einem besonderen Muster ausgeführt, das seit mehreren Jahren von der P. L. M.-Gesellschaft bei allen Neubauten angewandt wird. Die Hoch- und Niederdruckschieber auf der gleichen Seite der Maschine werden durch eine einzige von einer Gegenkurbel der Niederdrucktriebachse abgeleitete Bewegung der Walschaert-Steuerung angetrieben. Infolge dieser Anordnung sind Hoch- und Niederdruckfüllungsstufen fest miteinander verbunden, im Gegensatz zu den Verbundmaschinen, bei denen die beiden Steuerwellen voneinander unabhängig sind. Die Führung des Zuges wird dadurch besonders auf Strecken mit wechselnden Steigungen sicherlich nicht erleichtert, aber anderseits vereinfacht diese Anordnung das Triebwerk und die Ausbildung der Kropfachse, die keine Hubscheibe mehr trägt.

Der Kessel mit 5 m² Rostfläche ist sehr leistungsfähig. Die Wichtigkeit des Gasdurchgangsquerschnittes tritt hier deutlich hervor, insofern als die stündliche Rostleistung 500 kg/m², das sind 2500 kg Gesamtverbrauch, beträgt.

Auf der Strecke Laroche—Les Laumes (101 km mit fast ununterbrochener Steigung, Höhenunterschied 150 m) konnte die Mountain-Lokomotive der P. L. M.-Gesellschaft 809 t mit einer mittleren Geschwindigkeit von 83 km/Std. schleppen. Auf der Strecke Les Laumes—Blaisy (31 km mit einer langen Steilrampe, Höhenunterschied 144 m) war die erreichte Durchschnittsgeschwindigkeit mit derselben Last 76,3 km/Std. Man sieht dabei, wie wenig die an die mittlere Rampe ansetzende starke Steilrampe die Geschwindigkeit beeinflußt. Bei einem anderen Zug mit 571 t wurde eine Geschwindigkeit von 80 km regelmäßig durchgehalten. Nach einem Anfahren auf der Steigung genügte eine Fahrt von 3 km Länge um eine Geschwindigkeit von 60 km zu erreichen.

### Lokomotive „Mountain" (2 D 1) der Ostbahngesellschaft. (Textabb. 17 und Abb. 1, Tafel 14).

Die Ostbahngesellschaft, die schwere Schnellzüge auf der besonders schweren Strecke Paris—Belfort befördert, hat ebenfalls eine Gebirgslokomotive geschaffen; aber sie behielt die Kuppelräder von 2 m Durchmesser und die Anordnung der Niederdruckzylinder zwischen den Längsträgern bei, weshalb sie auch den Zylinderdurchmesser nicht über 660 mm vergrößern konnte.

Auf der Zusammenstellungszeichnung dieser Maschine fällt die Lage der Führerstands-Plattform auf, die die ganze

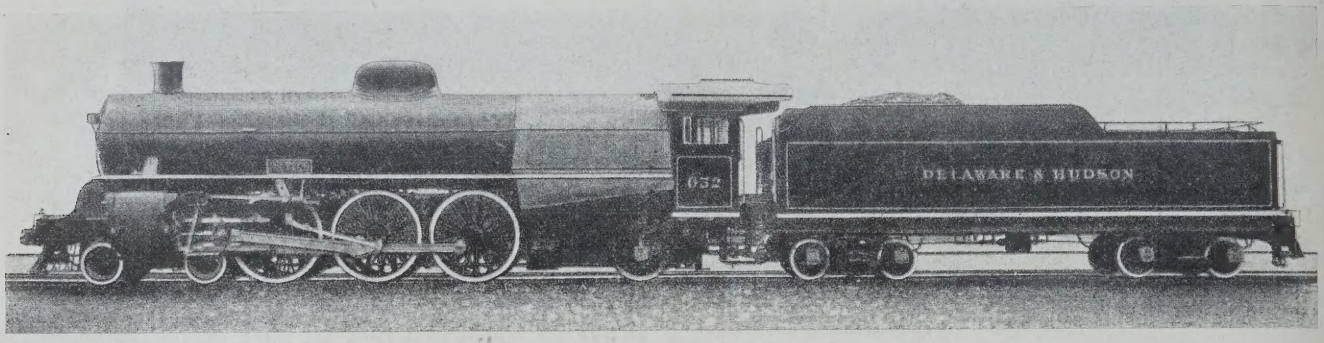
Kupplung überdeckt und bis unter den Kohlenbehälter des Tenders reicht; diese Anordnung erleichtert die Arbeit des Heizers sehr.

Die Kupplung zwischen Maschine und Tender ist nach einer besonderen Bauart mit Kugelkuppelbolzen ausgeführt (Textabb. 18). Das Auge ist dabei am Tenderrahmen fest, e bewegliches Kupplungsglied fehlt also. Bei den Versuchsfahrt konnte diese Maschine am Zughaken eine Zugkraft von 6000 bei 80 km Geschwindigkeit und von 4000 kg bei 100 k Stundengeschwindigkeit entwickeln.

## 2 C 1-h 2-Lokomotive der Delaware and Hudson Railway.

Die neue Lokomotive, die in den Werkstätten der Eigentumsbahn gebaut worden ist, weist den verhältnismäßig hohen Kesseldruck von 18,3 at auf. Sie lehnt sich — noch mehr als die „Presidente Cleveland" der Baltimore and Ohio Railway*) — äußerlich stark an die Form der englischen Lokomotiven an. Wie die Textabbildung zeigt, liegen bei ihr sämtliche Rohrleitungen und Züge, die sonst den amerikanischen Lokomotiven ihr eigentümliches Aussehen geben, unter der Kesselverkleidung; sogar der sonst vor der Rauchkammer sitzende Scheinwerfer ist in die Rauchkammertür eingebaut. Die Lichtmaschine, die Luftpumpen und die Kraftumsteuerung sind unter den Kessel gelegt worden. Mit dieser Anordnung hat man offenbar nicht nur das Aussehen der Lokomotive verbessern, sondern zugleich auch ihren Schwerpunkt tiefer legen wollen, weil man sich davon entgegen den sonstigen Erfahrungen einen ruhigeren Lauf versprochen zu haben scheint. Nach der Quelle soll die Lokomotive tatsächlich auch besser laufen, vor allem bei der Einfahrt in Krümmungen und bei der Ausfahrt aus solchen. Die Dampfpfeife ist unter die Domverkleidung gesetzt worden; ob dies der zweckmäßigste Platz dafür ist, mag dahingestellt bleiben.

Auf alle Fälle ist es beachtenswert, daß zu derselben Zeit, wo man in Europa und sogar in England beim Entwurf von Lokomotiven immer mehr Rücksicht nimmt auf leichte Zugänglichkeit und bequeme Bedienung aller Teile, in Amerika im wesentlichen wo aus Gründen der Verkehrswerbung gerade der entgegengesetz Weg versucht wird.




2 C 1-h 2-Lokomotive der Delaware and Hudson Railway.

Im folgenden sind die Hauptverhältnisse von Lokomoti und Tender zusammengestellt:

| | |
|---|---|
| Kesselüberdruck p | 18,3 at |
| Zylinderdurchmesser | 508 mm |
| Kolbenhub | 711 „ |
| Kesseldurchmesser, innen, vorn | 1892 „ |
| Rohrlänge | 5940 „ |
| Heizfläche der Feuerbüchse und Rohre (Verdampfungsheizfläche) | 293,7 m² |
| Heizfläche des Überhitzers | 138,9 „ |
| Heizfläche, im ganzen | 432,6 „ |
| Rostfläche | 8,1 „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1854 mm |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 3962 „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 10617 „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 84,0 t |
| Dienstgewicht der Lokomotive | 128,4 „ |
| Dienstgewicht des Tenders | 72,5 „ |
| Vorrat an Wasser | 41,6 m³ |
| Vorrat an Brennstoff | 12,7 t |
| Zugkraft Z (nach der Quelle) | 18900 kg |

(Railw. Age, 1929, 2. Halbj., Nr. 3.) R. D

*) Organ 1929, S. 160.

## Versuchsergebnisse der Kohlenstaublokomotive der Studiengesellschaft.

Die Versuche mit der auf Staubfeuerung umgebauten G 12-Lokomotive der Studiengesellschaft*) sind jetzt zu einem gewissen Abschluß gekommen; Ergänzungsversuche werden zur Zeit noch mit Zuführung eines Teils der Verbrennungsluft als Sekundärluft gemacht.

Die Versuche wurden in planmäßiger Weise mit Meßwagen und Bremslokomotive als Belastung vorgenommen. Dabei wurde auch die G 12-Lokomotive mit Rostfeuerung nochmals vergleichenden Versuchen unterzogen. Die Fahrten wurden mit 40 km/h Geschwindigkeit durchgeführt. — Im Dampf- bzw. Wärmeverbrauch ergab sich unter Berücksichtigung der Hilfsmaschinen, die die Kohlenstaublokomotive für ihren Betrieb braucht — nämlich für den Transport der Staubkohle und zur Erzeugung der Gebläseluft — kein nennenswerter Unterschied in den beiden verglichenen Lokomotiven.

Dagegen wirkt die Staubfeuerung in günstigem Sinne auf den Gütegrad des Kessels ein. Dieser Gütegrad verläuft mit 77,5 bis 76,5 % sehr gleichmäßig, während der Kessel mit Rostfeuerung, der bei geringer Auslastung zwar 79 % erreicht, mit stärkerer Anstrengung aber bis auf 69 % absinkt. Die Staublokomotive liegt also bei mittleren und namentlich höheren Leistungen mit ihrem Kessel nennenswert günstiger.

Die Verbrennung muß dabei mit durchschnittlich 14 % $CO_2$-Gehalt und einem Luftüberschuß von weniger als 35 % gut bezeichnet werden; unverbrannte Rückstände traten in me lichem Maße nicht auf.

Die von der Kohlenstaublokomotive für eine Pferdestärk stunde am Zughaken verbrauchte Kohlenmenge (kg/$PS_e$h) natürlich bei dem wesentlich geringeren Heizwert des Kohl staubes größer als die entsprechende Stückkohlenmenge der n malen G 12-Lokomotive. Geht man jedoch zum Wärmew über, so ist zwar eine Überlegenheit der Lokomotive mit R feuerung bis etwa 730 $PS_e$ festzustellen; darüber hinaus wird a die Kohlenstaublokomotive bis zu 8 % im Wärmeverbrauch sp samer. Diese größeren Leistungen werden gerade auf Steigung für welche die Lokomotive bestimmt ist, vor ausgelasteten Gü zügen immer benötigt.

Immerhin ist dieser Vorsprung, dem doch die höheren schaffungskosten der Staublokomotive gegenüberstehen, ni beträchtlich genug, um auf eine Forderung verzichten zu könn nämlich die eines möglichst niedrigen Staubpreises trotz genüg feiner Ausmahlung (zur Vermeidung von Schlackenansätzen). Ist der niedrige Staubpreis macht die Staublokomotive auch gesa wirtschaftlich zur sparsameren und bringt dann ihre anderen V züge, die gute und schnelle Regelbarkeit der Feuerung, die völlige Rauchlosigkeit und den bequemeren Dienst für den He zur Geltung.

Aus d. Zeitschr.: „Die Reichsbahn."

*) Vergl. Organ 1928, S. 119 und 1930 S. 90.

# Vervollkommnung der Dampflokomotiven nach den besonderen Anforderungen des Betriebes der italienischen Staatsbahnen.

Von Dr. Ing. **Guido Corbellini**, Oberinspektor des Servizio Materiale e Trazione der italienischen Staatsbahnen.
Aus dem Italienischen übersetzt von Dr. Ing. L. Schneider, München.

Einleitung. Die Entwicklung der Dampflokomotiven Haupt- wie für Nebenbahnen wird im letzten Jahrzehnt nnzeichnet durch den Entwurf leistungsfähiger Einheiten, nit allen Hilfsmitteln ausgerüstet sind um den thermischen kungsgrad zu heben.

Auch Italien verfolgte dieses Ziel, um seinen Lokomotiv- rasch auf einen hohen technischen Stand zu heben und sein Material nach dem langen und verderblichen Krieg ler in geordnete Betriebsverhältnisse zu versetzen. Der erauflebende Verkehr erzwang gleichzeitig schwerere Züge, ir die alten Lokomotiven sich als ungeeignet erwiesen, al das italienische Netz meist sehr schwierige Linien- ung aufweist.

Von den beiden grundlegenden Punkten, welche für die altung der Lokomotiven eines bestimmten Netzes maß- nd sind, Zuggewicht und Zuggeschwindigkeit, hat der für unser Staatsbahnnetz die größere Bedeutung, wenn der zweite durchaus nicht vernachlässigt werden kann. nach der planmäßigen Anlage eines verstärkten Ober- s erlauben es die fast stets sehr gewundenen Strecken ihren scharfen Bögen nicht, die Fahrgeschwindigkeit klich zu erhöhen. Die neuen Anforderungen des Verkehrs ngten eine Erhöhung der Lokomotivleistung, wirtschaft- Verhältnisse, die durch den Krieg und durch das Fehlen gneter nationaler Brennstoffe verursacht waren, legten gehende Abminderung der am meisten ins Gewicht fallenden örderungskosten nahe. Das letztere ist unter sonst hen Umständen durch die Verwendung vollkommenster wirtschaftlichster Maschinen erreichbar. Andernteils ngte der durch die schweren Kriegstransporte allgemein vorgeschrittene Abnützungsgrad der Strecken mäßige el- und Gesamtachsdrücke, damit die Lokomotiven ohne e Beschränkungen auf den wichtigsten Verkehrslinien n konnten.

Die größten Schwierigkeiten für einen schweren Verkehr n die sehr zahlreichen Eisenbrücken, die schon sehr alt n und teilweise aus der Zeit der Eröffnung vieler Strecken mten. Diese gestatteten nur sehr beschränkte Anforde- en. Solche Bauwerke konnten nicht rasch außer Betrieb zt werden, teils wegen der Notwendigkeit, die Aus- slung allmählich vorzunehmen, um die Reisegeschwindig- der Züge durch die Arbeiten selbst nicht übermäßig zu ngsamen, teils weil es in zahlreichen Fällen notwendig nicht nur die Zufahrtrampen zu den Brücken, sondern die Flußläufe zu korrigieren, lauter Arbeiten, welche ichtliche Zeit erforderten und fast immer nicht bloß vom en der Unternehmenden und den verfügbaren Mitteln ngen. Dazu kam, daß die unaufschiebbaren Arbeiten len Brücken des eigentlichen Kriegsgebietes zeitweise ichtliche Arbeitermengen und Hilfsmittel von anderen cken abzogen, da Eisenbauten ergänzt, neu erbaut oder tärkt werden mußten.

Alle diese Arbeiten konnten natürlich erst in einem eren Zeitraum erledigt werden. Die neu entworfenen oder einem bestimmten Plan allmählich umgebauten Dampf- motiven, die diesen Tatsachen Rechnung tragen mußten, en jedoch während ihrer ganzen oder fast ganzen Lebens- r entsprechend ausgenützt werden können.

Unter solchen Umständen und Voraussetzungen mußte italienische Dampflokomotive in dem Sinne entwickelt gefördert werden, daß sich ihre spezifische Leistung hte, d. h. daß ihr Gewicht bezogen auf die effektive Dauer- ung sehr gering ausfiel, wobei alle in Italien und im Auslande gemachten Konstruktions- und Betriebserfahrungen so weitgehend als möglich zu verwerten waren.

Über diese beständigen Bemühungen werden wir im einzelnen berichten und zum Schluß die erreichten befriedigenden Ergebnisse anführen.

Zunächst soll ein Überblick über die konstruktiven Hauptdaten unserer Kessel gegeben werden, vor allem über ihre Verdampfungsleistung. Sodann werden wir auf die beim Entwurf oder bei der Abänderung des Triebwerkes befolgten Grundsätze eingehen und schließlich auf die für unsere Lokomotiven erprobten und gewählten Vorwärmer.

Aus den oben angegebenen Gründen waren uns Kessel von hoher stündlicher Dampfleistung, jedoch mit gutem Wirkungsgrad vorgeschrieben. Das Schaubild Abb. 1 zeigt die Dampfleistung unserer Lokomotivkessel im regelmäßigen Dauerbetrieb auf die Einheit der Gesamtverdampfungsheizfläche. Die Kurve, deren Abszissen das Verhältnis der Heizfläche H zur Rostfläche R und deren Ordinaten das Verhältnis der Gesamtdampferzeugung Q zur gesamten Verdampfungsheizfläche H darstellen, ist bei planmäßigen Leistungsfahrten oft nachgeprüft worden. — Dargestellt ist, wie üblich, die vom Kessel erzeugte Sattdampfmenge, da der Einfluß des Überhitzers später gesondert bewertet werden wird.

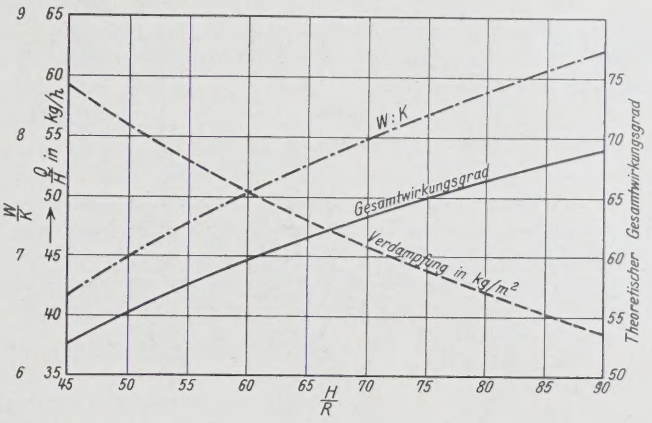



Abb. 1. Wirkungsgrade und normale mittlere Dampfleistung der Lokomotiven der italienischen Staatsbahnen.
Q = Stündlich erzeugte Sattdampfmenge in kg.
H = Gesamte Verdampfungsheizfläche in m².
R = Rostfläche in m².
W = Verdampftes Wasser in kg.
K = Entsprechende verbrannte Kohlenmenge.

Diese Dampfleistungen gelten für Rostbelastungen von ungefähr 400 kg (= stündlicher Kohlenverbrauch je m² Rostfläche) und gute grobstückige Kesselkohle (im allgemeinen mit 10 bis 20 % Preßkohlen vermischt) mit einem Heizwert von etwa 8000 Cal, 20 bis 22 % flüchtigen Bestandteilen und 3 bis 6 % Aschengehalt.

Die Dampfleistungen des Diagramms verstehen sich ferner für mittlere Kesseldrücke von 12 atü, bei verschieden hohem Unterdruck in der Rauchkammer — 90 bis 120 mm Wassersäule je nach dem Widerstand, den die heißen Verbrennungsgase auf dem Rost und in den Heizröhren finden — und unter normalen Zugverhältnissen, nämlich im allgemeinen bei 900 bis 920 Auspuffschlägen in der Minute, entsprechend der normalen Lokomotivgeschwindigkeit bei bestem Kesselwirkungsgrad.

Der thermische Kesselwirkungsgrad unserer italienischen Lokomotiven, den man auf diese Weise findet, ist sehr hoch.

Wie aus Abb. 1 ersichtlich, schwankt der thermische Wirkungsgrad der Lokomotivkessel unseres Parks (Verhältnis der im erzeugten Dampf enthaltenen Wärmemenge zu der im verbrauchten Brennstoff enthaltenen Menge) zwischen einem Kleinstwert von 43 % für Kessel mit einem sehr niedrigen H/R und einem Höchstwert von 68 % für Kessel mit einem sehr hohen Wert von H/R. Es muß jedoch hervorgehoben werden, daß die Vergrößerung des Wertes H bei gleichem R eine Erhöhung des Kesselgewichtes bedingt, während eine Verminderung des Verhältnisses H/R, wenngleich dadurch der Wirkungsgrad herabgezogen wird, auch das Kesselgewicht verringert. Dies hat für Italien, wo die Steigungsstrecken die flachen überwiegen, besondere Bedeutung, weil die Beförderung der Lokomotive einen Arbeitsbetrag verschlingt, der mit der durchschnittlichen Steigung zunimmt. Der günstigste Wert liegt deshalb bei einem Punkt, jenseits dessen eine Erhöhung des Wirkungsgrades den Arbeitsaufwand für die Beförderung der Lokomotive nicht mehr aufwiegt.

Bei unseren Lokomotiven liegt diese Grenze normalerweise zwischen H/R = 45 und H/R = 75, wobei man stets Verdampfungsziffern W/K von 6,65 bis 8,3 erreicht, wenn W die verdampfte Wassermenge und K der entsprechende Kohlenverbrauch ist. Diesen Bedingungen genügen z. B. die Lokomotiven der Gruppen 630, 640, 680, 740, 745, 690, alle nach den Entwürfen des Ufficio Studi der italienischen Staatsbahnen gebaut.

Die genannten italienischen Kessel aus der Vorkriegszeit mußten für ihren Dienst vervollkommnet werden, hauptsächlich durch den Einbau des Schmidt-Überhitzers in alle Lokomotiven, die noch nicht damit versehen waren, und durch die Anordnung eines Speisewasservorwärmers.

Die seit etwa 20 Jahren planmäßig nach gleichem Verfahren und mit gleichem Zweck durchgeführten Versuchsfahrten*) hatten einwandfrei die Möglichkeit ergeben, die normale Rostbelastung von 400 kg/m² auf 450 bis 550 kg/m² zu steigern. Voraussetzung hierzu ist gute Kesselkohle von ausgewählter Stückung. Ohne sich merklich von der mittlere für Sattdampf geltenden Verdampfungsziffer zu entferne kann damit Dampf von höherem Wärmeinhalt erzeugt werde von wenig unter 700 Cal und einer ohne Schwierigkeit erreichenden Temperatur von 300 bis 350°.

Da die Verwendung des normalen Schmidtschen Überhitzers bei gleicher Dampferzeugung eine Gewichtserhöhu des Kessels um rund 3 % bewirkt, so ergab sich die Notwendi keit, das Verhältnis H/R klein, nahe am unteren Bereich d angegebenen Zahlen zu halten, um kein zu hohes Kesselgewic zu erhalten, was, wie schon erwähnt, die allgemeine Ve wendungsfähigkeit der Lokomotiven auf unseren Strecken b einträchtigt hätte.

Nachdem eine jahrzehntelange Erfahrung aller Bah verwaltungen die Vorteile des Überhitzers erwiesen hat

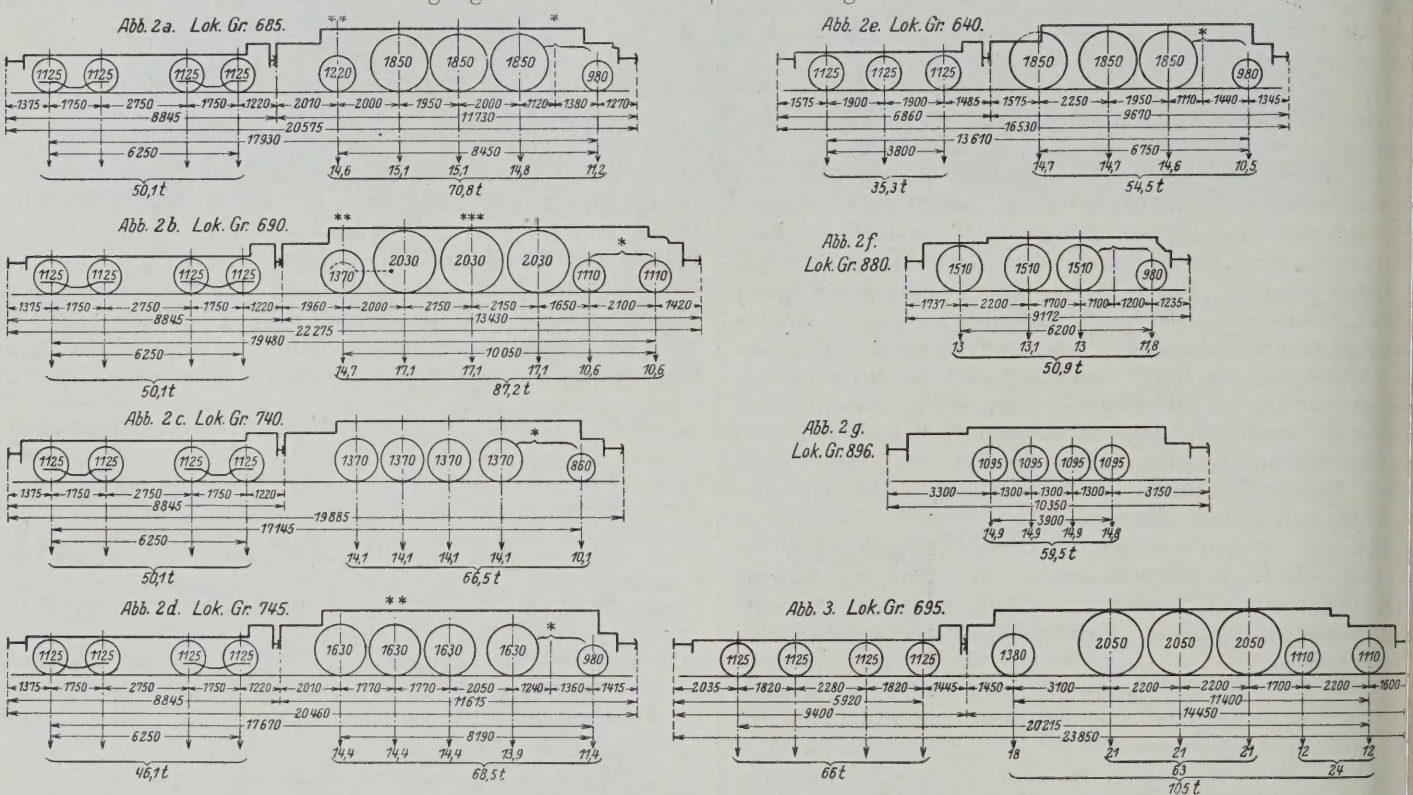



Abb. 2a—g und 3. Achsanordnungen italienischer Lokomotiven.

wurde dieser allmählich auch bei den Lokomotiven der lienischen Staatsbahnen eingeführt. Der von Jahr zu J steigende Prozentsatz der Heißdampflokomotiven des lienischen Parkes ist aus Abb. 9 ersichtlich.

Dem auch im Auslande herrschenden Bestreben folge fand der Überhitzer nicht nur für Lokomotiven mittlerer großer Leistung Verwendung (Lokomotiven der Gruppen 690 und 745, siehe Zusammenstellung 1, Seite 180/181) sond auch für Eil- und Güterzuglokomotiven (Gruppen 640, und ähnliche) und endlich auch für leichte Lokomotiven, oft anhalten müssen (Gruppen 880 und 896).

Im allgemeinen hielt sich der Wert H/H', wobei H' Überhitzerheizfläche ist, immer in den Grenzen zwischen und 2,5. Hierbei erreichte man bei gleichem Gesamtgew eine Leistungssteigerung der Lokomotiven von über 2 bei einer Verringerung des Kohlenverbrauchs bezogen auf Leistungseinheit, ausschließlich des Anfeuerns und des brandes beim Stillstand, von 15 bis 20 %.

Für Nebenbahnen mit häufigen Haltepunkten oder Schublokomotiven auf kurzen Rampen, wo die volle Wirks keit des Überhitzers sich schon nach kurzem Lauf entfa muß, wurde der Wert H/H' verringert bis auf 1,94 bei Lokomotiven Gruppe 896, die auf der nur 8,5 km la

*) Mascini und Corbellini, Untersuchungsmittel und -Methoden für Probefahrten. Rivista tecnica delle Ferrovie italiane 1923 II, Bulletin du Congrès etc. 1924. Nr. 7/8.

gung von 25 v. T. von Salerno nach Nocera dei Tirreni Dienst (siehe Zusammenstellung 1).

Gelegentlich der Hauptausbesserung in unseren Werken wurden Überhitzer auch in Sattdampflokomotiven ebaut. Nach dem Kriege hatten wir eine große Anzahl neuerer Lokomotiven mit 14 bis 16 atü Kesseldruck und undwirkung in unsymmetrisch angeordneten Zylindern i Hochdruckzylinder mit Kurbeln unter 180° links und Niederdruckzylinder mit ebenso versetzten Kurbeln ts), deren Wirkungsgrad und Kohlenverbrauch durch rdnung eines Überhitzers noch verbessert werden konnten. Jahre 1918 waren es rund 900 solcher Lokomotiven von esamt 5300.

In den ersten Zeiten der faschistischen Neuordnung rer Bahnen wurden planmäßige Versuchsfahrten mit dem amometerwagen unternommen zum Vergleich zwischen dampflokomotiven Gruppe 680 und den gleichen mit rhitzern ausgerüsteten Maschinen Gruppe 681/682 (vergl. Zusammenstellung 1). Diese in erschöpfender Weise ausrten Versuche führten zu folgenden Richtlinien für die inderung der Verbund-Naßdampflokomotiven alter Konktion aber noch neueren Beschaffungsdatums in Heißpflokomotiven.

In erster Linie baute man den Überhitzer in den Kessel llgemeinen ein, wenn eine oder beide Rohrwände ausgeaselt werden mußten. Damit hing ferner die Abänderung er baulicher Einzelheiten zusammen, z. B. der Kolben- Schieberstangen-Stopfbüchsen, oder der Kolben- und der eberringe um die Abnützung und die Undichtsheitsaste auf einen Kleinstwert zu ermäßigen. Gleichzeitig itzte man die Gelegenheit, um die Zylinder mit Druckleich-Hähnen (By-pass) oder Mehrfachventilen*) zu ehen, um den Lauf der Lokomotiven bei geschlossenem er zu erleichtern. Wenn die Zylinder der Umbaulokoven noch in gutem Zustand waren, beließ man sie im ast. Über die Zulässigkeit dieses Verfahrens seien folgende meine Bemerkungen gemacht.

Aus zahlreichen Meßfahrten hat sich ergeben, daß, um en Druckverlust im Aufnehmer zu bekommen, es nötig ist, Füllungsgrad im Niederdruck gleich dem Zylinderverais v:V zu machen. Um jedoch die gleiche Leistung in en Zylindern zu erzielen, ist der Füllungsgrad etwas zu hen, falls die Zylinder die gleichen sind, wie für Sattpfbetrieb. Da der reduzierte Füllungsgrad E dargestellt durch das Produkt des Hochdruckfüllungsgrades e und Zylinderverhältnisses v:V, wobei v das Hochdruckzylinder-

V das Niederdruckzylindervolumen sind, also $E = e \cdot \frac{v}{V}$, so s augenscheinlich, daß eine Vergrößerung von e auch eine he von E bewirkt.

E soll andrerseits entsprechend klein sein, um eine gende Expansion des Heißdampfes zu erzielen, der nahe der igungsgrenze auspuffen soll, um einen guten thermomischen Wirkungsgrad zu erreichen. Deshalb wäre e zu wählen, jedoch mit dem Vorbehalt eines gleich großen en Aufnehmer bei jedem Kolbenhub strömenden Dampfchtes. Um dies zu erreichen muß augenscheinlich der hmesser des Hochdruckzylinders vergrößert werden. Auf

Weise vergrößert man den Wert $\frac{v}{V}$ und damit $e \cdot \frac{v}{V}$, und t E unverändert bleibt, kann man e verringern. Hierdurch eine Besserung des Gesamtwirkungsgrades erzielt. Man aber auch e unverändert lassen und erzielt damit eine hung der Leistung der Lokomotive.

*) Riv. tecn. delle Ferrovie ital. 1918, Bd. XIV, Nr. 1.

Die Umänderung einer Sattdampf- in eine Heißdampflokomotive ohne Änderung des Durchmessers der Hochdruckzylinder stellt deshalb nur eine provisorische Zwischenlösung des vollständigen Umbaues dar, der auch eine Vergrößerung des Durchmessers der Hochdruckzylinder bedingt.

So wurden z. B. die Lokomotiven Gruppe 680 zuerst in Heißdampflokomotiven ohne Änderung der Zylinder (Gruppe 681) und dann in solche mit vergrößertem Hochdruckzylinder-Durchmesser (Gruppe 682) umgebaut (siehe Zusammenstellung 1).

Alle unsere vor dem Krieg gebauten Naßdampf-Verbundlokomotiven hatten unsymmetrische Zylinderanordnung wegen des damit erreichten Vorteils nur zweier Steuerungen, einer rechten (N. D.) und einer linken (H. D.). Diese Bauart erwies sich im Betrieb als nachteilig wegen der ungleichen Leistungen des Hoch- und des Niederdrucktriebwerkes, trotzdem die Maschinen mit zwei Umsteuerungen versehen wurden, um es geschickten und erfahrenen Führern zu ermöglichen die Leistung je nach den Verhältnissen auf die beiden Zylindergruppen zu verteilen.

Es waren deshalb zwei Richtlinien klar gekennzeichnet für die Neukonstruktion oder den Umbau von Vierzylinderlokomotiven:

1. Die symmetrische Zylinderanordnung mit vier Schiebern (je zwei für Hochdruck und Niederdruck).
2. Der Ersatz der Verbundanordnung durch einfache Dampfdehnung.

Der erste Weg wurde beim Entwurf der neuen Dampflokomotiven für hohe Leistung Gruppe 746, deren Kessel identisch ist mit jenem der Gruppe 691, eingeschlagen. Die Feuerbüchse dieses Kessels zeigt Abb. 8. — Die Betriebsverhältnisse, welche zur Wahl dieser Bauart geführt haben, sind folgende.

Der schon erwähnte Zustand der Bahnen schloß auf absehbare Zeit die Möglichkeit aus, allgemein verwendbare Lokomotiven mit einem auf drei Achsen verteilten Reibungsgewicht von 64 t, so daß auf eine Achse über 20 t entfallen wären, zu bauen, wie dies für 2 C 1-Schnellzuglokomotiven nötig wäre. Es werden noch einige Jahre vergehen müssen, bis man auf der Hauptlinie Mailand—Rom solche Achslasten zulassen kann. Noch viel mehr Zeit wird verfließen, bis ein solcher Lokomotivtyp auf den anderen großen Linien wird verkehren können.

Da wir bis auf weiteres die Achslast nicht erhöhen können, war es notwendig auch mit den Personenzuglokomotiven so zu verfahren, wie wir es schon mit den Güterzuglokomotiven gemacht haben und was sich in der italienischen Eisenbahngeschichte schon zweimal wiederholt hat, nämlich beim Übergang von den Lokomotiven mit freier Triebachse auf die zweifach gekuppelte Schnellzuglokomotive und hierauf von den zwei zu drei gekuppelten Achsen für Geschwindigkeiten von 100 km/h und darüber. Auf diese Weise ließ sich die größte Achslast von 16 t einhalten. Wahrscheinlich wird man auf die 2 C 1-Type mit erhöhten Achslasten von 21 t je Achse zurückkommen, wenn die Brücken und die übrigen Streckenverhältnisse es zulassen. Eine derartige Pacific-Type ist bereits im Entwurf (Abb. 3)*).

Die gelegentlich des Umbaues für Heißdampf vorgenommene Anbringung von Zwillingszylindern an den alten Verbundlokomotiven ist bereits für rund 900 Maschinen vorgesehen. Wir erhalten auf diese Weise nicht nur moderne und wirtschaftliche Bauarten, sondern erweitern auch ihren Verwendungsbereich, weil die Zwillingszylinder leichter sind als die entfernten Verbundzylinder, wodurch das Gesamtgewicht

*) „Die neue Lokomotive Gr. 695 mit 140 km/h Höchstgeschwindigkeit." Riv. tecn. delle Ferr. ital. 1928 II, Nr. 2.

Zusammenstellung 1 Hauptabmessunge

| Gruppe | | 685 | 690 | 740 |
|---|---|---|---|---|
| Bauart (Achsanordnungen siehe Abb. 2 und 3) | | 1 C 1 Sz.-Lok. | 2 C 1 Sz.-Lok. | 1 D Gz.-Lok. |
| Länge des Kessels | mm | 9399 | 11086 | 9040 |
| Kesseldruck | atü | 12 | 12 | 12 |
| Rost: Länge in der Wagrechten | mm | 2189 | 2800 | 2517 |
| „ Breite „ „ „ | „ | 1600 | 864 vorn 1600 hinten | 1120 |
| „ Oberfläche „ „ „ R | m² | 3,5 | 3,5 | 2,8 |
| Heizrohre (glatt): Anzahl | | 171 | 155 | 135 |
| „ „ Durchmesser | mm | 47/52 | 47/52 | 47/52 |
| „ „ Länge zwischen den Rohrwänden | „ | 5150 | 5800 | 5000 |
| Rauchrohre: Anzahl | | 24 | 27 | 21 |
| „ Durchmesser | mm | 125/133 | 125/133 | 125/133 |
| Feuerberührte Verdampfungs-Heizfläche: Feuerbüchse oberhalb des Rostes | m² | 12,2 | 15,7 | 12,0 |
| Rohre | „ | 178,6 | 194,3 | 140,92 |
| Insgesamt H | „ | 190,8 | 210,0 | 152,92 |
| Verhältnis H:R | | 54,5 | 60 | 54,6 |
| Heizfläche des Überhitzers H' | m² | 48,54 | 67 | 41,23 |
| Verhältnis H:H | | 3,93 | 3,13 | 3,71 |
| Rundkessel: Größter innerer Durchmesser | mm | 1645 | 1714 | 1544 |
| „ Länge einschließlich Rauchkammer | „ | 6979 | 8023 | 6280 |
| Zylinderdurchmesser | „ | 420 | 450 | 540 |
| Hub | „ | 650 | 680 | 700 |
| Triebraddurchmesser im Laufkreis (mit neuen Radreifen) | „ | 1850 | 2030 | 1370 |
| Innere Steuerung | | Kolbenschieber | Kolbenschieber | Kolbenschiebe |
| Äußere „ | | Heusinger | Heusinger | Heusinger Lok. 740.324 Caprc |
| Besondere fahrzeugtechnische Angaben | | Die erste Kuppelachse ist 40 mm seitenverschiebbar und bildet mit der Laufachse ein ital. Drehgestell mit 60 mm Zapfenausweichung. Hinterachse 20 mm verschieblich | Drehgestell mit 80 mm verschiebbarenZapfen Bisselachse hinten 50 mm seitenverschieblich | Die erste Kuppelac ist 40 mm seitenv schieblich und bil mit der Laufacl ein ital. Drehges mit 40 mm Zapf ausweichung |
| Lokomotive: Dienstgewicht | t | 70,8 | 87,2 | 66,5 |
| „ Leergewicht | „ | 64 | 78,9 | 60,3 |
| „ Reibungsgewicht | „ | 45 | 54 | 56,4 |
| Tender | | vierachsig | vierachsig | vierachsig |
| Dienstgewicht | t | 49,6 | 49,6 | 50,1 |
| Leergewicht einschließlich Ausrüstung | „ | 21,6 | 21,6 | 22,1 |
| Wasservorrat | „ | 22 | 22 | 32 |
| Kohlenvorrat | „ | 6 | 6 | 6 |
| Bremse, Heizung usw. | | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druc luftbremse Dampfheizur |
| Kennwerte der Lokomotive | | | | |
| Normale stündliche Sattdampferzeugung | kg | 10200 | 10500 | 8100 |
| Größte Zugkraft, berechnet aus Kesseldruck und Triebwerksabmessungen $Z_{max}$ | „ | 11300 | 12400 | 14700 |
| Zugkraft entsprechend der Reibungszahl 1:7 $Z_r$ | „ | 6450 | 7700 | 8060 |
| Dauerzugkraft $Z_d$ (bei der Geschwindigkeit V) | „ | 4500 (75) | 4200 (90) | 5860 (45) |
| Verhältnis $Z_d : Z_r$ | | 1,73 | 1,61 | 1,83 |
| Größte zulässige Geschwindigkeit bei n Triebradumdrehungen je Minute und 50 mm Radreifenstärke | km/h | 110 (318) | 130 (345) | 60 (239) |
| Normalleistung am Radumfang in $PS_e$ bei V km/h Geschwindigkeit | PS | 1250 | 1400 | 980 |

sinkt. Eine solche Bauart Gruppe 685 wird aus der Bauart Gruppe 680 entwickelt.

Ein anderer Versuch von grundsätzlicher Bedeutung und ganz italienischen Ursprungs war die Einführung einer besonderen Ventilsteuerung für Lokomotiven mit einer in weiten Grenzen veränderlichen Expansion. Diese wurde von dem italienischen Ingenieur Arturo Caprotti aus Mai erfunden, 1920 von den italienischen Staatsbahnen versu weise an einer Lokomotive*) angebracht und wird nun bei auswärtigen Bahnen mit wechselndem Erfolg ausprob

Als Ventilsteuerung im Gegensatz zur Kolbenschi

*) Neue Ventilsteuerung für Lokomotiven. Riv. tecn. Ferr. ital. 1921, I.

lienischer Lokomotiven.

| 745 | 640 | 880 | 896 | 680 | 681 682 | 746 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 D f.gem.Dienst | 1 C Sz.-Lok. | 1 C Pz.-Tender-Lok. | D-Tender-Lok. | 1 C 1 Sz.-Lok. | 1 C 1 Sz.-Lok. umgebaut aus 680 | 1 D 1 Sz.-Lok. |
| 9775 | 7660 | 6010 | 7150 | 9299 | 9303 | 11695 |
| 12 | 12 | 12 | 12 | 16 | 16 | 14 |
| 2189 | 2167 | 1424 | 1620 | 2189 | 2189 | 2500 |
| 1600 | 1120 | 1074 | 1004 | 1600 | 1600 | 1700 |
| 3,5 | 2,42 | 1,53 | 1,63 | 3,5 | 3,5 | 4,3 |
| 154 | 116 | 60 | 32 | 273 | 100 | 185 |
| 47/52 | 45/50 | 41/45 | 45/50 | 47/53 | 47/52 | 47/52 |
| 5800 | 5000 | 3200 | 4250 | 5150 | 5150 | 5800 |
| 21 | 21 | 72 | 84 | — | 96 | 27 |
| 125/133 | 125/133 | 64/70 | 64/70 | — | 64/70 | 125/133 |
| 12 | 9,9 | 6,36 | 8,0 | 11,74 | 11,74 | 17 |
| 179,7 | 98,6 | 71,04 | 91,0 | 207,52 | 175,49 | 220 |
| 191,7 | 108,5 | 77,40 | 99,0 | 219,26 | 187,23 | 237 |
| 54,8 | 44,8 | 50,5 | 60,7 | 62,6 | 53,5 | 55,1 |
| 50,5 | 33,5 | 31,8 | 51 | — | 69,22 | 67 |
| 3,8 | 3,24 | 2,43 | 1,94 | — | 2,7 | 3,5 |
| 1590 | 1500 | 1322 | 1330 | 1580 | 1580 | 1820 |
| 7365 | 5310 | 4410 | 5350 | 6919 | 6919 | 8965 |
| 580 | 540 | 450 | 540 | 360/590 | 360/590 400/590 | 490/720 |
| 720 | 700 | 580 | 520 | 650 | 650 | 680 |
| 1630 | 1850 | 1510 | 1095 | 1850 | 1850 | 1880 |
| lbenschieber | Kolbenschieber Heusinger | Kolbenschieber Heusinger | Kolbenschieber Heusinger | Kolbenschieber Heusinger | Kolbenschieber Heusinger | Kolbenschieber Heusinger |
| ste Kuppelachse 0 mm seitenverblich und bildet der Laufachse tal. Drehgestell 80 mm Zapfenausweichung | Die erste Kuppelachse ist 40 mm seitenverschieblich und bildet mit der Laufachse ein ital. Drehgestell mit 40 mm Zapfenausweichung | Die erste Kuppelachse ist 20 mm seitenverschieblich und bildet mit der Laufachse ein ital. Drehgestell mit 40 mm Zapfenausweichung | Führende Achse 40 mm seitenverschieblich | Die erste Kuppelachse ist 40 mm seitenverschieblich und bildet mit der vorderen Laufachse ein Drehgestell ital. Bauart mit 60 mm Zapfenausweichung. Hintere Laufachse 20 mm seitenverschieblich | | Die erste Kuppelachse ist 40 mm seitenverschieblich und bildet mit der vorderen Laufachse ein Drehgestell ital. Bauart mit 90 mm Zapfenausweichung. Bisselachse hinten 120 mm seitenverschieblich |
| 68,5 | 54,5 | 50,9 | 59,5 | 70 | 71,6 72 | 93,8 |
| 61,8 | 49,8 | 40,2 | 45,45 | 64 | 65,4 65,8 | 86,1 |
| 57,1 | 44,0 | 35/39,1 | 51,7/59,5 | 45 | 46,3 46,6 | 64,8 |
| vierachsig | dreiachsig | — | — | vierachsig | vierachsig | vierachsig |
| 45,6 | 35,3 | — | — | 49,6 | 50,1 | 50,1 |
| 21,6 | 14,3 | — | — | 21,6 | 22,1 | 22,1 |
| 18 | 15 | 5,5 | 7,5 | 22 | 22 | 22 |
| 6 | 6 | 1,7 | 2,5 | 6 | 6 | 6 |
| tom. Druckluftbremse mpfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung | Autom. Druckluftbremse Dampfheizung |
| 10200 | 6500 | 4300 | 5000 | 10700 | 10000 | 12500 |
| 14500 | 10000 | 7600 | 13500 | 9000 | 9600 10470 | 14000 |
| 8160 | 6290 | 5000 | 7400 | 6430 | 6600 6650 | 9260 |
| 6100 (55) | 2880 (75) | 2150 (60) | 5500 (30) | 4000 (75) | 4600 (75) | 5760 (75) |
| 1,78 | 1,59 | 1,52 | 1,82 | 1,40 | 1,45 1,57 | 1,51 |
| 75 (249) | 100 (290) | 75 (269) | 40 (197) | 110 (318) | 110 (318) | 100 (290) |
| 1250 | 800 | 500 | 610 | 1100 | 1270 | 1600 |

rung verringert die Caprotti-Steuerung den Brennstoffauch; m. a. W., bei gleichem Brennstoffverbrauch t sie eine gewisse Leistungssteigerung der Lokomotive ch. Der nach dem vorstehend Gesagten am angenehmsten ndene Vorteil dieser Steuerung ist aber, daß sie zur Vererung des Gewichtes einer Lokomotive je Leistungsit beiträgt, wozu der Vorteil kommt, daß der ganze Antrieb der Caprotti-Steuerung leichter ist, als jener der Heusinger-Steuerung oder ähnlicher Bauarten. Außerdem ist der Eigenwiderstand einer Lokomotive mit Ventilsteuerung nach Caprotti beträchtlich geringer als einer solchen mit Kulissensteuerung, was eine weitere Erhöhung der spezifischen Leistung bedingt, wenn diese auf den Triebradumfang oder auf den Zughaken bezogen wird.

Die neue Ventilsteuerung erlaubt bei Vierzylinderlokomotiven auch den Verlauf der Umfangskraft zu verbessern, indem man die Kurbeln unter sich mit 135° versetzt, also acht Auspuffschläge bei einer Radumdrehung erreicht (Abb. 4). Aus dem Tangentialkraft-Diagramm (Abb. 5) erkennt man, daß die Zugkraft wesentlich gleichmäßiger wird. Dies erlaubt, die Reibungszugkraft gleichmäßiger auszunützen und deshalb die Lokomotivleistung auch auf Steigungen, wo sonst die Reibungszugkraft leicht überschritten wird, der Zylinderzugkraft besser anzupassen, soferne nicht die früher behandelte Dampfleistung des Kessels die Leistung begrenzt.

Speisewasservorwärmer werden bei unseren neue Lokomotiven nach langen und erschöpfenden Versuchen, de Ergebnisse bereits veröffentlicht wurden*), allmählich gebaut. Natürlich strebt man auch in Italien, die Vorwärm in erster Linie auf solchen Lokomotiven nach und nach zuführen, die lange Strecken oder Rampen mit nur we Zwischenaufenthalten durchlaufen müssen, weil der Vo der Vorwärmung besonders da zutage tritt, wo die norma Betriebsbedingungen der Lokomotiven sich mehr oder mi gleich bleiben, während er abnimmt, wenn häufige oder la dauernde Aufenthalte das ausschließliche Speisen wäh

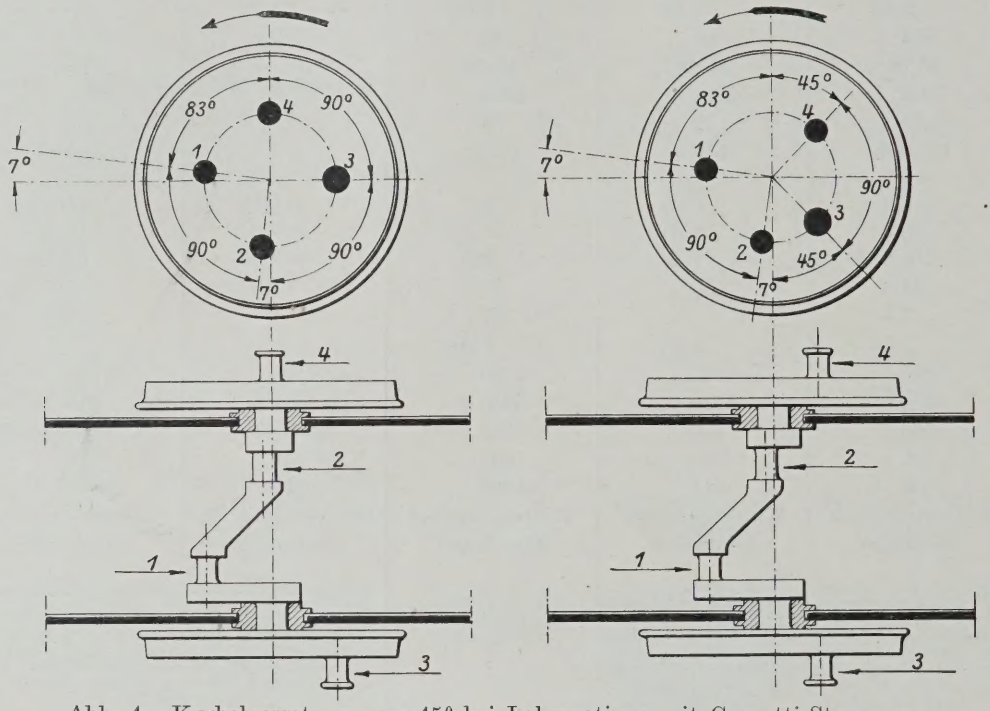



Abb. 4. Kurbelversetzung um 45° bei Lokomotiven mit Caprotti-Steuerung.

Bei Kurbelwinkeln unter 45° sind die hin- und hergehenden Massen nicht ausgeglichen; dies hat jedoch bis jetzt bei den beiden Schnellzuglokomotiven Gruppe 685, die gelegentlich des Einbaues der Caprotti-Steuerung solche Kurbelwinkel erhielten, keine Unzuträglichkeiten gezeitigt.

der Fahrt bei offenem Regler verhindern, denn nur dann es möglich, die im auspuffenden Dampf enthaltene Wär teilweise wiederzugewinnen.

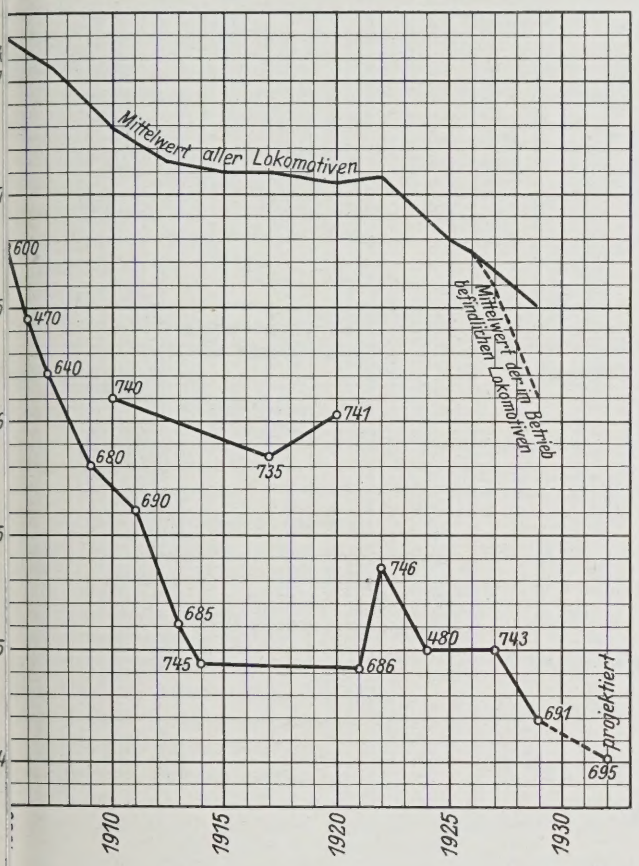
*) Riv. tecn. delle Ferr. ital. April, Mai 1926; Organ Heft 3 und 4.

Zusammenstellung 2.

Hauptgruppen der von den italienischen Staatsbahnen entworfenen Lokomotiven

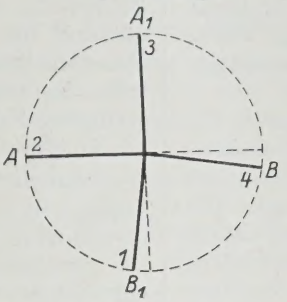
| Lokomotiv-gruppe | Achs-anordnung | Gewicht G t | PS | $\frac{G}{PS}$ kg | Bemerkung | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | atü | |
| 600 | 1 C | 49,5 | 730 | 67,8 | Doppelte | Dampfdehnung | — | Sattdampf | kg/cm² 14 | |
| 470 | E | 64,5 | 1000 | 64,5 | ,, | ,, | | ,, | ,, 16 | |
| 640 | 1 C | 49,8 | 800 | 62,2 | Einfache | ,, | | Heißdampf | ,, 12 | |
| 680 | 1 C 1 | 64,0 | 1100 | 58,2 | Doppelte | ,, | | Sattdampf | ,, 16 | |
| 740 | 1 D | 59,8 | 980 | 61,0 | Einfache | ,, | | Heißdampf | ,, 12 | |
| 735 | 1 D | 57,3 | 980 | 58,4 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | |
| 741 | 1 D | 60,3 | 1000 | 60,3 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | Caprotti-Steue |
| 690 | 2 C 1 | 78,9 | 1400 | 56,2 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | |
| 685 | 1 C 1 | 64,0 | 1250 | 51,2 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | |
| 745 | 1 D | 61,8 | 1250 | 49,4 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | |
| 686 | 1 C 1 | 64,0 | 1300 | 49,2 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | Caprotti-Steue |
| 746 | 1 D 1 | 86,1 | 1600 | 53,7 | Doppelte | ,, | | ,, | ,, 14 | |
| 480 | 1 E | 75,1 | 1500 | 50,0 | Einfache | ,, | | ,, | ,, 12 | |
| 743 | 1 D | 65,1 | 1300 | 50,0 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | Caprotti-Steue |
| 691 | 2 C 1 | 84,5 | 1800 | 46,9 | ,, | ,, | | ,, | ,, 12 | Knorr-Vorwärm |
| 695 | 2 C 1 | 95,0 | 2100 | 45,2 | ,, | ,, | | ,, | ,, 14 | Knorr-Vorwärm |

Schon bald hat man sich auf eine besondere Vorwärmer beschränkt, den Abdampfktor, der, wenn er auch nicht die Betriebszität der Kolbenpumpen mit Oberflächen- Mischvorwärmern besitzt und diesen nüber auch einen etwas geringeren therhen Wirkungsgrad besitzt, doch den eil der Billigkeit hat und deshalb auch geringerer Verzinsungs- und Abschreibungsen, wenig Unterhaltungsarbeiten beanht und mit einer Gewichtsvermehrung nur einigen zehn Kilogramm angebracht en kann, was aus den hier schon des en angeführten Gründen besonders wichtig erscheint.

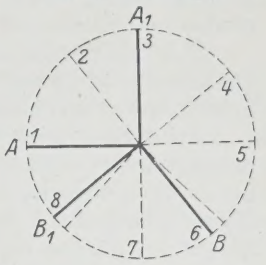



6. Leergewicht von Dampflokomotiven der italienischen sbahnen für die effektive Pferdestärke. (Dauerleistung bei der Geschwindigkeit mit dem besten Wirkungsgrad.)

Kurbelversetzung bei 4 Auspuffschlägen




Kurbelversetzung bei 8 Auspuffschlägen



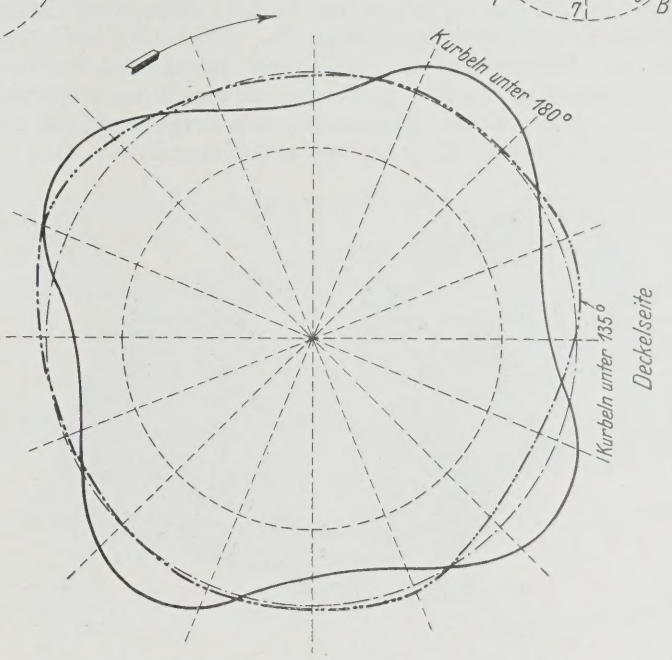




Abb. 5. Polares Umfangskraft-Diagramm bei Lokomotiven mit Caprotti-Steuerung.
——— Lokomotive mit 4 Auspuffschlägen.
——··—— Lokomotive mit 8 Auspuffschlägen.
——·—·—— Mittlere Zugkraft.
Anfangsdruck in den Zylindern 9,4 kg/cm².
Füllungsgrad 10%.
Geschwindigkeit 80 km/Std.
Maßstab 1 mm = 300 kg.

Am Schlusse dieses kurzen Berichtes über die für den Entwurf unserer Lokomotiven geltenden Grundsätze angelangt, verweisen wir auf das Schaubild (Abb. 6) und die Zusammenstellung 2 der spezifischen Leistung der neueren Dampflokomotiven, woraus zu ersehen ist, welcher Fortschritt in Italien nicht nur hinsichtlich der dauernd anwachsenden

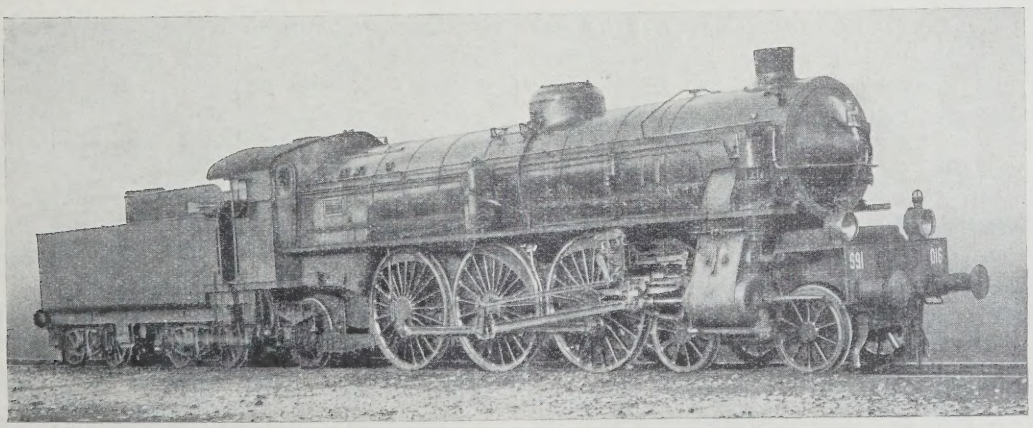


Abb. 7. Lokomotive Gr. 691. Geschwindigkeit 130 km/Std. Leistung 1800 PS. Achsdruck 18 t.

Einheitsleistung, sondern auch in Betreff der spezifischen Leistung erzielt wurde, ein Erfolg der Studien und der fortwährenden und wirksamen Verbesserungen am rollenden Material.

Das Bild erweist mehr als jede andere Betrachtung, welche merklichen wirtschaftlichen Auswirkungen das planmäßige Studium der Betriebsmittel gezeitigt hat.

Aus Gründen der zeichnerischen Darstellung zeigt es den reziproken Wert der spezifischen Leistung d. h. das Verhältnis des Leergewichts der Lokomotive ohne Tender zur maximalen Dauerleistnug am Triebradumfang (effektive Leistung). Das Diagramm gibt somit das Leergewicht der Lokomotiven auf die installierte effektive Pferdestärke an. Der obere Linienzug stellt den Mittelwert dieses Verhältnisses für alle Lokomotiven unseres Bestandes dar, der untere Linienzug Einzelwerte der wichtigsten Typen der italienischen Staatsbahnen, die in den betreffenden Jahren in Dienst gestellt wurden.

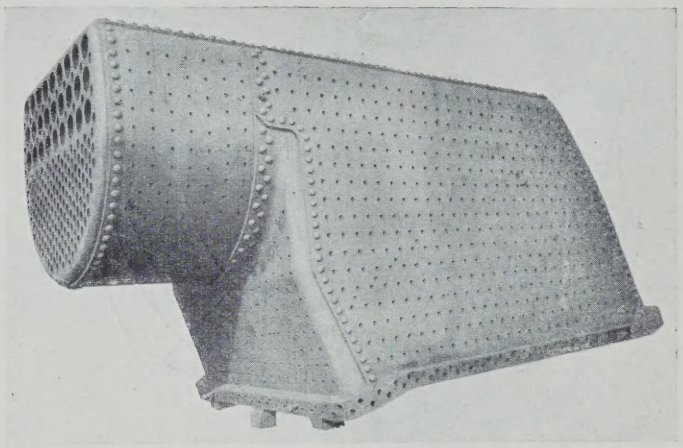


Abb. 8.
Feuerbüchse der Lokomotiven Gr. 691 und 746 (Rostfläche 4,2 m²).

Von einer Verhältniszahl von 67,8 für die installierte effektive Pferdestärke im Jahre 1905 (Beginn des verstaatlichten Betriebes auf den Hauptstrecken) ist man für die neu entworfenen Lokomotiven des Jahres 1929 bei 45,2 kg angelangt, was einer Verminderung um 33 % entspricht. Der Fortschritt wird um so bemerkenswerter, wenn man bedenkt, daß die für 1905 zum Vergleich herangezogene Lokomotive Gruppe 600 als Verbundmaschine mit 14 atü Kesseldruck auch heute noch gute Verhältnisse aufweist.

Auf den ganzen Lokomotivbestand bezogen ist man von 77 kg i. J. 1905 auf 65 kg gekommen, entsprechend einer Verminderung um 16 %. Dies ist zurückzuführen auf die allmähliche Ausscheidung der alten, sehr unvollkommenen und im Betrieb sehr teueren Maschinen, die durch moderne, wirtschaftliche ersetzt wurden.

Beschränkt man sich auf das letzte Jahrzehnt, d. h. auf die Zeit nach dem großen Krieg, und nimmt man als Mindestwert des Gewichtes für die Pferdestärke jenes der Lokomotive Gruppe 745, so gelangt man von einem Wert von 49,4 kg auf 46,9 kg im Jahre 1929 bei Lokomotive Gruppe 691 (Abb. 7) und schließlich bei der 2 C 1-Lokomotive Gruppe 695 mit 95 t Leergewicht für 140 km/h Höchstgeschwindigkeit und 2100 PS effektive Dauerleistung auf 45,2 kg. Die Gewichtsersparnis erreicht somit den Betrag von 8,5 %.

Die Gewichtsverminderung bezogen auf die Leistung der Lokomotiven des gesamten Bestandes ist noch interessanter. Der absolute Wert ist in den letzten 10 Jahren von 70,5 auf 65 kg gesunken, also um 8,5 %.

Die durchschnittliche Verminderung entspricht also genau dem technischen Fortschritt der Neukonstruktionen, was von der Verjüngung des Lokomotivparkes Zeugnis gibt. Betrachtet man aber nur die im Betrieb befindlichen Lokomotiven, so ist die Verminderung noch beträchtlicher.

In den letzten beiden Jahren 1927 und 1928 hat schrittweise und beständige Neuordnung der italienisc Bahnen zu einer viel gründlicheren und rationelleren A nützung der verfügbaren Lokomotiven geführt. Da abzuwickelnde Verkehr nicht wesentlich zugenommen tritt dies dadurch in Erscheinung, daß man mit einer geringeren Zahl von Lokomotiven auskam. Von einem Gesa lokomotivbestand, also 18,5 % weniger.

Natürlich waren weitaus Lokomotiven älterer Baua hinterstellt und unbenützt, m. a. W. Lokomotiven von hol Gewicht/Pferdestärke.

Ausnahmen bestanden nur hinsichtlich Lokomotiven, auf Strecken geringeren Wertes, hauptsächlich solchen mit leichten Eisenbrücken, Dienst verrichteten.

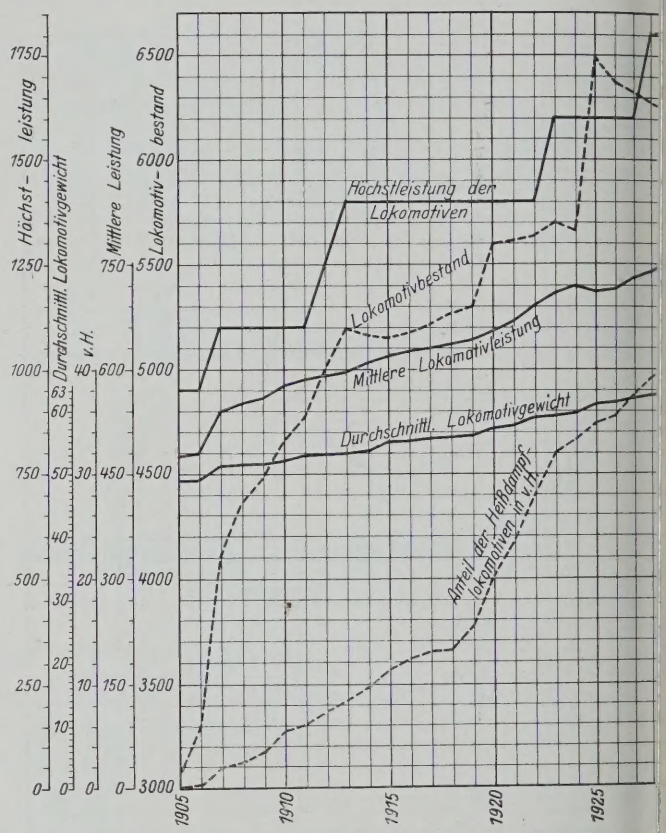



Abb. 9. Statistische Angaben über die Dampflokomotiven Italienischen Staatsbahnen.

In Auswirkung dieses planmäßigen Vorgehens waren nur Lokomotiven neuzeitlicher Bauarten im Dienst, d Bezugsgewicht, wie aus dem Diagramm ersichtlich, von 70 im Jahre 1919 auf 61 kg im Jahre 1929, also um 14 % gesu ist. Dies trug außerordentlich zur Wirtschaftlichkeit im förderungsdienst bei und so wird es auch in Zukunft blei da man einerseits bestrebt ist die alten, jetzt hinterste Typen, die größtenteils nie mehr verwendet werden, ganz dem Betrieb zu ziehen und andrerseits die jüngeren L motiven modernisiert und verbessert werden durch Einfüh der Überhitzung und der Vorwärmung und durch Ver kommnung der Dampfverteilung, wie im vorstehenden läutert, abgesehen von den Fortschritten durch den neuer, moderner Lokomotivtypen.

Die Ergebnisse dessen, was hier kurz gesagt wurde, in der Zusammenstellung 1 der grundlegenden K zeichen der Dampflokomotiven der italienischen St bahnen bildlich dargestellt.

Man erkennt aus diesem Schaubild, daß von 1905 bis der Anteil der Heißdampflokomotiven am Gesamtbestand Null auf 40 %, die mittlere Leistung von 458 auf 750 PS die Höchstleistung von 570 auf 1800 PS gestiegen sind.

# Leerlauf-Druckausgleichvorrichtung der russischen Dampflokomotiven.

Bauart Trofimoff.

Von Ing. **L. O. Makarow**, Berlin.

Bei Dampfmaschinen höherer Leistung und entsprechend oß bemessenen Zylindern treten beim Fahren mit geschlossenem Regler manchmal unerwünschte Erscheinungen f, die zu Beschädigungen der Maschine führen können. e Ursache liegt im Einsaugen von heißen Gasen mit Kohlenaub und Ruß aus der Rauchkammer durch das Blasrohr die Zylinder. Ungünstig ist auch für die Arbeit der Maschine e abwechselnde Druckverminderung und -steigerung der in e Zylinder angesaugten Gase. Zur Beseitigung dieser Erscheinungen wurden bereits verschiedene Vorrichtungen vorschlagen. Bis zu gewissen Abmessungen der Dampfzylinder nnten mit den vorgeschlagenen Einrichtungen mehr oder niger befriedigende Ergebnisse zielt werden. Es handelt sich r hauptsächlich um folgende ei Gruppen von Vorrichtungen:

1. Saugventile zum Ansaugen r Luft in die Zylinder aus der mosphäre anstatt durch die uchkammer, oder eines Gemisches n Luft und Dampf (Dampfluftugventile).

2. Vorrichtungen, bei welchen e Luft in den Zylindern von er Zylinderseite zur andern n und hergeschoben wird. Das d die sogenannten Umlauf- oder uckausgleichventile*).

Bei den großen Zylinderabmessungen moderner Dampflokomotiven erfüllen die Luft- d Dampfluftansaugeventile ihren eck nur teilweise, da sie die tige Menge kalter Luft nicht rchzulassen vermögen und infolgessen auch noch eine gewisse nge heißer Abgase angesaugt wird. Dadurch und infolge r hohen Kompression steigt die Temperatur derart, daß s Schmieröl verdampft und infolge der Luftzufuhr verbrennt d die Zylinder- und Schieberwände stark verschmutzt rden.

Auch die Umlaufvorrichtungen, die eine Verbindung der n- und Ausströmrohre herbeiführen, erfüllen ihren Zweck ht ganz, weil sie die durch die Steuerung hervorgerufenen rdichtungen in den Zylindern nicht vollständig ausschalten. llig befriedigende Ergebnisse können nur dadurch ielt werden, daß die beiden Zylinderseiten unmittelr verbunden werden und die Verbindung solche Querschnitte erhält, daß keine nennenswerten Widerstände auften („Druckausgleicheinrichtungen"). Derartig große Umfapparate mit entsprechend reichlich bemessenen Umlaufkanälen bieten aber große Schwierigkeiten in der Unterbringung t Rücksicht auf das Umgrenzungsprofil. Infolgedessen det man bei allen bisher bekannten Druckausgleichern merhin einen nicht unerheblichen Strömungswiderstand, der so größer ist, je kleiner die Vorrichtung bemessen ist.

Die russische Rjasan-Uraler**) Eisenbahn hat bereits im hre 1916, und nach ihr die Moskau-Kursker Eisenbahn, ein-

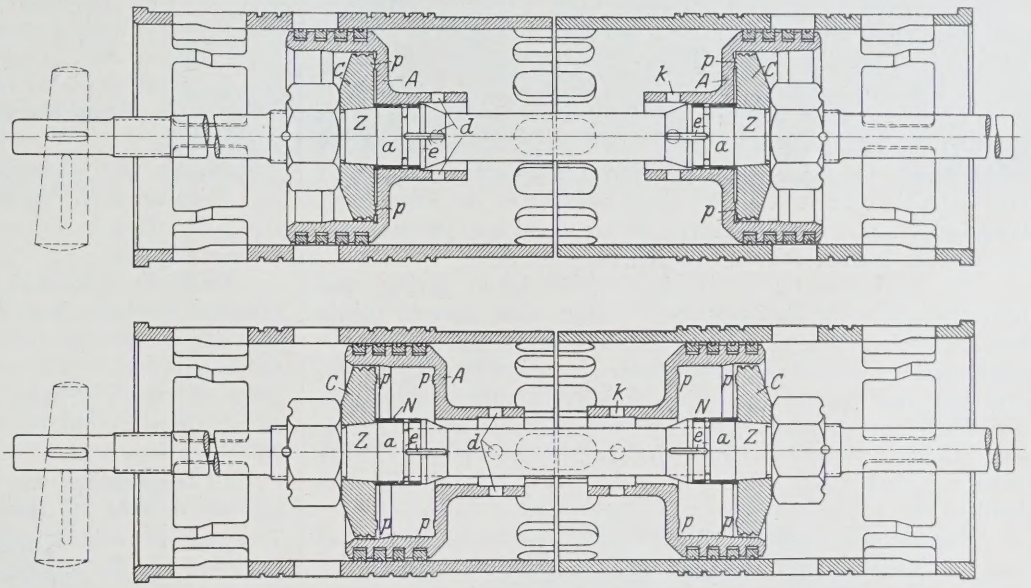
*) Meineke, Leerlaufeinrichtungen an Lokomotiven. Z. V. d. I. 1920. S. 784 und 1929, S. 726—728.

**) N. J. Matzneff, Die Ergebnisse der Verwendung der einigten Kolbenschieber und Umlaufventile auf den Dampfomotiven der russischen Staatsbahnen. Moskau 1927.

gehende Untersuchungen dieser Vorgänge durch Aufnahme von Indikatordiagrammen vorgenommen mit dem Ziel, den Leistungsverlust der Lokomotive durch Versuche mit und ohne Umlauf bzw. Druckausgleicheinrichtungen zu bestimmen.

Die Leerlauf-Druckausgleichvorrichtung von Trofimoff, oder wie sie kurz bezeichnet werden soll, der Trofimoff-Schieber, erzielte dabei die besten Ergebnisse, so daß der Verlust durch die Verschiebe- und Verdichtungsarbeit ganz unbeträchtlich ist.

Der geteilte Schieber zur Erzielung des Druckausgleichs wurde bereits im Jahre 1908 von Meineke vorgeschlagen, dem damaligen Oberingenieur der Kolomna-Werke. Aber erst Trofimoff gelang es nach langjährigen Versuchen




Normale Ausführung des Trofimoff-Schiebers der Russischen Staatsbahnen.

eine lebensfähige Bauart zu schaffen, die bereits seit einigen Jahren in der U. d. S. S. R. eingeführt ist.

Die Textabbildung zeigt diesen Schieber, wobei im oberen Teil der Abbildung der Schieber während der Arbeit unter Dampf, im unteren Teil der Abbildung bei Leerlauf ohne Dampf dargestellt ist.

Die Schieberscheiben A gleiten vollkommen frei ohne die Schieberstange a zu berühren zwischen den Festscheiben C, welche die äußersten Lagen der Schieberscheiben A bestimmen. Die Festscheiben C sitzen auf den kegligen Bunden der Schieberstange a und werden durch Muttern mit Splinten festgehalten. Beim Öffnen des Reglers tritt Dampf in den Raum zwischen den beiden Schieberscheiben und treibt sie bis zum Anschlag gegen die Festscheiben C auseinander. Während der Fahrt bleiben die Schieberscheiben A dauernd mit den Festscheiben C in Berührung, wobei ein dichter Abschluß durch die eingeschliffene Dichtungsfläche p der Schieber und Festscheiben erreicht wird. Sobald der Dampfzufluß aufhört schieben die Festscheiben beide Schieberscheiben nach der Mitte der Schieberbüchse zusammen, wo sie während der ganzen Dauer der Fahrt ohne Dampf stehen bleiben.

Diese Bauart hat folgende außerordentlich wertvolle Vorteile:

a) Zwischen den Schieberkörpern und der Schieberbüchse findet bei Leerlauf keine Reibung statt.

b) Zwischen den Schieberscheiben und den Festscheiben findet bei Annäherung der beiden Scheiben eine pufferartige

Wirkung durch Dampfkompression statt, wodurch Schläge restlos vermieden werden.

c) Das Gewicht des Schiebers, welcher zugleich die Umlaufeinrichtung ersetzt, ist auf ein Mindestmaß herabgesetzt.

Die Vermeidung jeglicher Reibung zwischen den Schieberscheiben und der Schieberstange, sowie zwischen den Schieberscheiben und der Schieberbüchse bei Fahrt ohne Dampf setzt den Leerlaufwiderstand der Lokomotive wesentlich herab. Dieser Umstand äußert sich in dem leichten Anfahren der mit Trofimoff-Schiebern ausgerüsteten Lokomotiven, insbesondere aber in einer außerordentlichen Verminderung des Fahrwiderstandes im Gefälle. Auf Strecken mit Gefällen, bei welchen Lokomotiven mit gewöhnlichen Schiebern unter Dampf laufen müssen, um die vorgeschriebene Fahrzeit einzuhalten, können Lokomotiven mit Trofimoff-Schiebern ohne Dampf fahren, müssen sogar gebremst werden, um nicht die Höchstgeschwindigkeit zu überschreiten. Die Erfahrungen der Moskau-Kursker Eisenbahn, wo sämtliche Personenzuglokomotiven bereits mit Trofimoff-Schiebern ausgerüstet sind, zeigen das anschaulich. Diese Bahn ist reich an Steigungen und Gefällen und die Lokomotivführer pflegen seit Einführung des Trofimoff-Schiebers verschiedene Strecken mit geschlossenem Regler zu durchfahren und kurze Steigungen von sechs bis acht v. T. ohne Dampf auf Kosten der lebendigen Kraft des Zuges zu durchfahren, wo gewöhnliche Lokomotiven stets unter Dampf fahren müßten.

Die Zugbremsung durch die Schieber ist so gering, daß bei gewöhnlichen Indikatorfedern nur eine gerade Linie erzielt wird. Bei Geschwindigkeiten nicht über 35 km/h wird auch bei weichen Indikatorfedern nur eine Gerade erzielt, und nur bei hohen Geschwindigkeiten beginnen die Kompressions- und Expansionslinien voneinander abzuweichen. Der mittlere indizierte Druck bei Leerlauf beträgt lediglich wenige Hundertstel einer Atm., die Leerlaufarbeit beträgt wenige PS.

Für die richtige Behandlung des Trofimoff-Schiebers sind folgende Richtlinien von Bedeutung: 1. Bei Abfahrt muß der Regler sehr vorsichtig geöffnet werden, um einen Schlag der Schieberscheiben gegen die Festscheiben zu vermeiden. 2. Bei der Fahrt darf der Regler erst dann geöffnet werden, wenn die Steuerung entweder in dem ersten Zahn im Sinne der Fahrtrichtung oder etwa in der Mitte steht. 3. Beim Schließen des Reglers wird die Steuerung von der Fahrtstellung um einen Zahn vorwärts verstellt und dann wieder in die Mittelstellung zurückgebracht. 4. Bei Gegendampf darf der Regler erst dann geöffnet werden, wenn die Steuerung auf dem ersten Zahn oder in der Mitte steht.

Eine Schieberbauart, die eine gewisse Ähnlichkeit mit dem Trofimoff-Schieber aufweist, ist der Nicolai-Schieber insofern als er auch geteilte Schieber hat. Die beiden Schieberkörper kommen jedoch nicht zum Stillstand, so daß ein dauerndes Gleiten auf der Schieberstange und in der Zylinderbüchse stattfindet.

Nach den russischen Erfahrungen beträgt die Brennstoffersparnis unter gewöhnlichen Betriebsbedingungen etwa 6 bis 8 v. H. Die russischen Eisenbahnen haben bei Verwendung der Trofimoff-Schieber die Brennstoffnorm um etwa 5 v. H. herabgesetzt. Die Ersparnis an Schmieröl beträgt bis 30 v. H. Die Trofimoff-Schieber bleiben ferner frei von Ölrückständen, so daß sie 30000 bis 40000 km ohne Reinigung zurücklegen können.

Infolge der geringen Abnutzung der beweglichen Teile und Herabsetzung des Arbeitsverbrauchs der Maschine sinken auch die Reparaturkosten, deren Höhe allerdings schwer festzustellen ist.

Unter Berücksichtigung dieser durch viele Versuche festgelegten Vorteile hat die russische zentrale Eisenbahnverwaltung bereits im Jahre 1924 von Trofimoff das alleinige Benutzungsrecht an seinen Schutzrechten erworben und nach und nach werden sämtliche russische Lokomotiven mit dem Trofimoff-Schieber ausgerüstet. Zur Zeit sind es etwa 2500 Lokomotiven.

In Deutschland hat die Hannoversche Maschinenbau-A.G. im Jahre 1928 15 Dampflokomotiven der Bauart 2C1 mit Trofimoff-Schiebern ausgerüstet. Zur Zeit werden diese Schieber von der Reichsbahn geprüft, wobei auch bei höchster Fahrtgeschwindigkeit beim Umschalten sich keinerlei Anstände gezeigt haben.

---

## 2 C 2 - h 4 v Hochdrucklokomotive der London and North Eastern Railway.

In dem Bestreben, die Wirtschaftlichkeit der heutigen Dampflokomotive zu verbessern, hat die London and North Eastern Railway in ihren Werkstätten in Darlington eine neue Hochdrucklokomotive gebaut. Die Lokomotive arbeitet als erste in England mit einem Kesselüberdruck von 31,6 at. Der übliche Lokomotivkessel ist erfahrungsgemäß für solche Drücke nicht mehr brauchbar; die Bahn ist daher zu der Form eines Wasserrohrkessels übergegangen. Der Entwurf der neuen Lokomotive stammt im ganzen von H. N. Gresley, dem leitenden Maschineningenieur der Bahn; der Kessel im besonderen ist nach dessen Angaben von der Firma Yarrow & Co. in Glasgow entworfen und gebaut worden.

Die Hochdrucklokomotive ist in der Textabbildung 1 dargestellt. Der Entwurf geht auf die bekannte 2 C 1-h 3 Schnellzuglokomotive derselben Bahn zurück. Wenn von der neuen Lokomotive nach den Angaben der Bahn zunächst keine höhere Leistung erwartet wird als von dieser, sondern nur eine bessere Wirtschaftlichkeit, so würde das Dazukommen der zweiten Schleppachse eine unerwünschte Beigabe darstellen. Offenbar hat sich der Wasserrohrkessel mit so geringem Gewicht nicht bauen lassen wie der Kessel der 2 C 1-Lokomotive. Man erinnert sich bei dieser Gelegenheit eines ähnlichen Versuches, den die Französische Nordbahn schon vor etwa 20 Jahren vorgenommen hat. Diese Bahn hat im Jahr 1912 eine 2 C 2 - h 4 v Versuchslokomotive ebenfalls mit Wasserrohrkessel — Bauart du Temple — gebaut. Der Kesselüberdruck betrug allerdings nur 16 at; trotzdem ist auch dieser Kessel so schwer ausgefallen, daß ebenfalls eine zweite Schleppachse erforderlich wurde. Auch diese französische Lokomotive war aus einer 2 C 1-Lokomotive hervorgegangen.

Die neue Hochdrucklokomotive macht z. Z. Versuchsfahrten. Ihre Hauptabmessungen sind im folgenden zusammengestellt:

| | | |
|---|---|---|
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck | 2×305 | mm |
| „ , Niederdruck | 2×508 | „ |
| Kolbenhub | 660 | „ |
| Durchmesser der Kolbenschieber, Hochdruck | 152 | „ |
| „ „ „ , Niederdruck | 203 | „ |
| Größter Schieberweg, Hochdruck | 173 | „ |
| „ „ , Niederdruck | 170 | „ |
| Größte Füllung, Hochdruck | 80 | % |
| „ „ , Niederdruck | 75 | „ |
| Kesselüberdruck | 31,6 | at |
| Durchmesser der Treibräder | 2032 | mm |
| „ „ Laufräder | 965 | „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive | 105,1 | t |
| Reibungsgewicht | 63,5 | „ |
| Dienstgewicht des Tenders | 63,4 | „ |
| Vorrat an Wasser | 22,6 | $m^3$ |
| „ „ Kohle | 9,1 | t |

Der bemerkenswerteste Teil der neuen Lokomotive ist naturgemäß der Kessel. Er besteht aus einer oberen Dampftrommel von 914 mm innerem Durchmesser und 8525 mm Länge und zwei

assertrommeln, die zu beiden Seiten des Rostes liegen und je nen Durchmesser von 457 mm und eine Länge von 3369 mm auf-isen. Außerdem liegen noch zwei weitere Trommeln von je 3 mm Durchmesser und 4108 mm Länge nebeneinander unter m vorderen Teil der Dampftrommel. Diese sind mit der Dampf-ommel durch 444 2″-Rohre und 74 $2^1/_2$″-Rohre verbunden. Die uerbüchstrommeln stehen mit der Dampftrommel durch 8 $2^1/_2$″-Rohre in Verbindung; die Rückwand s Kessels wird von 12 $2^1/_2$″-Rohren gebildet. mtliche Trommeln sind in einem Stück her-stellt und vollständig bearbeitet.

Der Übergang zum Hochdruckkessel machte nötig, daß man für die Kesselausrüstungsteile lfach ganz neue Bauformen schaffen mußte. e Firma Cockburn & Co. in Glasgow lieferte sondere Sicherheitsventile, Abspannventile und mpfregler. Der Hauptregler regelt die Zu-rung des Hochdruckdampfs zu den Hochdruck-lindern. Daneben kann zum Anfahren vermittels es besonderen Hilfsreglers von 1″ Durchmesser ischdampf unmittelbar in die Niederdruck-linder eingeführt werden. Dieser Regler muß er sofort nach dem Anlaufen der Lokomotive eder geschlossen werden. Popventile, die bei ,1 at abblasen, verhindern eine Beschädigung r Niederdruckzylinder durch zu hohen Dampf-uck.

Für verschiedene Hilfseinrichtungen — ftsauger, Dampf-Sandstreuvorrichtung, Pfeife, mpfheizung und eine Strahlpumpe — ist ein sonderer Armaturstutzen vorgesehen, der an der Kessel-kwand (Textabb. 2) über der Feuertüre liegt und ein Abspann-ntil von Cockburn besitzt, das den Dampfdruck auf 14,1 at rabsetzt. Von den beiden Strahlpumpen arbeitet die eine, von esham und Craven mit Hochdruckdampf, die andere von

Bei einem vierstündigen Versuch seitens der Baufirma konnte der Kessel stündlich 9050 kg Dampf von 31,6 at Überdruck erzeugen.

Die Verbrennungsluft wird vorn an der Lokomotive durch drei viereckige Öffnungen — eine große in der Mitte vor der Rauchkammer und zwei kleinere seitlich davon — aufgefangen und dann auf dem Weg zum Rost zwischen dem Kessel und der seit-

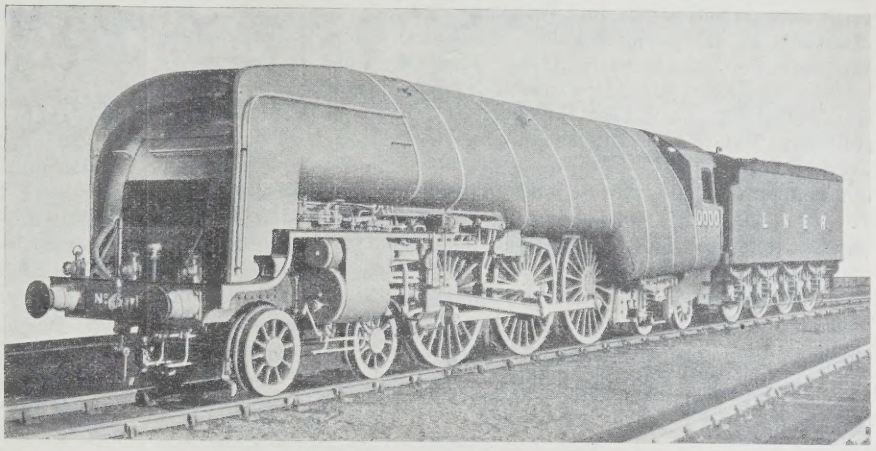
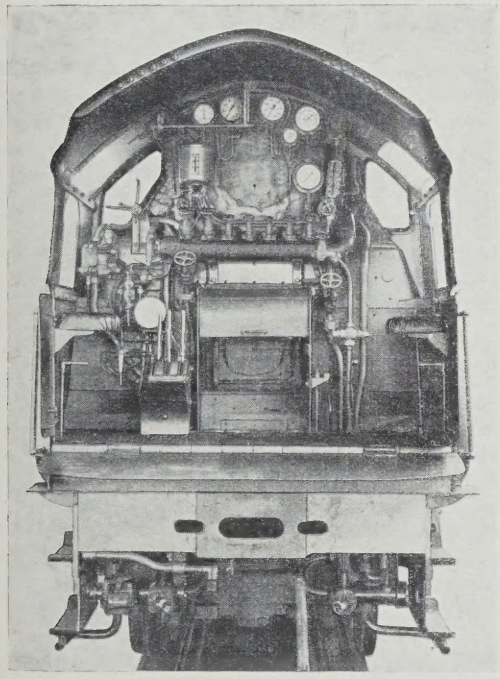


Abb. 1. Gesamtansicht der 2 C 2 - h 4 v Hochdrucklokomotive der London and North Eastern Railway.

lichen Verkleidung vorgewärmt. Auf diese Weise wird zugleich der Kesselmantel vor allzu großer Erwärmung geschützt. Die drei vorderen Luftöffnungen können durch Klappen mehr oder weniger geschlossen und die Luftzufuhr kann damit geregelt werden. Wenn nötig, kann auch noch kalte Luft durch die vordere Aschkasten-klappe zugeführt werden.



bb. 2. Ansicht des Führerstandes mit Kesselausrüstung der Hochdrucklokomotive.

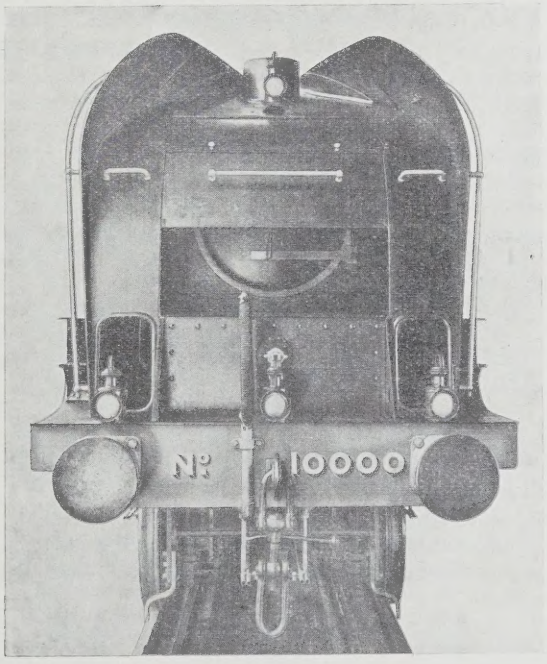



Abb. 3. Stirnansicht der Hochdrucklokomotive.

vies und Metcalfe, wie oben erwähnt, mit Dampf von 14,1 at s dem Armaturstutzen. Ein von der Heißdampf-Gesellschaft sonders entworfener Überhitzer ist vor dem Regler eingebaut. e Überhitzerschlangen sind also stets unter Dampfdruck; sie den in zwei Sammelkästen, die vor den vordersten Wasserrohren gen.

Um das Absetzen von Kesselstein in dem Wasserrohrkessel zu verhindern, wird das Speisewasser nicht in den mit Rohren besetzten Teil des Kessels eingeführt, sondern in eine besondere als Schlammabscheider ausgebildete Kammer im vorderen Ende der oberen Kesseltrommel, in die keine Wasserrohre münden. Diese Kammer ist durch ein halbhohes Überlaufblech von der übrigen Dampftrommel getrennt. Das Wasser soll sich in ihr zunächst auf etwas über 200° C erwärmen; dabei soll der Kesselstein abgesetzt

werden, so daß also das oben in den hinteren Teil der Trommel überlaufende Wasser keine Kesselsteinbildner mehr enthalten soll. Der Schlammabscheider kann während des Betriebes ausgeblasen werden.

Der Kessel ist im Querschnitt so groß, daß er oben bis an die Fahrzeugumgrenzung reicht. Ein Schornstein in der sonst üblichen überhöhten Form konnte aus diesem Grund nicht vorgesehen werden. Der vordere Teil der Lokomotive ist deshalb stromlinienartig durchgebildet und mit Windleitenblechen versehen worden (Textabb. 3). Die gewählte Form ist zuerst an einem Holzmodell im Windkanal erprobt worden. Dabei wurde die Luft mit einer Geschwindigkeit von 80 km/Std. durch den Kanal getrieben und Kalkstaub als Auspuff aus dem Schornstein des Lokomotivmodells geblasen. Die Anordnung bewährt sich; Rauch und Dampf werden von der Schornsteinmündung in die Höhe gejagt, so daß die Lokomotivmannschaft im Ausblick nicht behindert ist.

Die beiden Hochdruckzylinder liegen innen und treiben die vordere Kuppelachse an. Ihre Zylindermitten liegen nur 356 mm voneinander entfernt. Man hat auf diese Weise Platz gewonnen, um die Achslager recht breit ausführen zu können. Die Kropfachse mußte dieser Anordnung angepaßt werden; sie hat nur einen einzigen mittleren Kurbelarm erhalten. Die Innenzylinder sind samt den Schiebern und dem Aufnehmer in einem Stück aus Stahl gegossen; die Zylinder haben gußeiserne Laufbüchsen. Die Niederdruckzylinder liegen außen; sie sind, wie auch die Treib- und Kuppelstangen und die Teile der äußeren Steuerung, nach den Zeichnungen der 2 C 1-Lokomotive gefertigt. Sämtliche vier Zylinder und Schieber, außerdem auch die Achslager der Kuppelachsen, werden durch Wakefield-Pumpen geschmiert.

Die inneren Schieber werden durch besondere Übertragungshebel, deren Anordnung für Gresley geschützt ist, von der äußeren Heusinger-Steuerung aus bewegt. Der innere Arm dieser Übertragungshebel bildet eine Art Schleife, in der die Schieberstange verschiebbar angeordnet ist. Mittels dieser Verschiebung kann der Hub der Hochdruckschieber unabhängig von der äußeren Steuerung verändert werden. Die beiden Umsteuerungen — für die Heusinger-Steuerung und die besondere für die Innenzylinder — werden durch Hilfsvorrichtungen umgestellt.

Von den beiden Schleppachsen ist die vordere ähnlich ausgebildet wie bei der 2 C 1-Lokomotive. Sie hat Cartazzi-Achslager. Die hintere Schleppachse ruht in einem Bisselgestell, dessen Drehpunkt unter dem vorderen Ende des Rostes liegt. Die Platzverhältnisse haben offenbar die Anordnung eines zweiachsigen Drehgestelles nicht zugelassen; ein solches scheint auch für die im wesentlichen vorwärtsfahrende Lokomotive nicht erforderlich. Der Tender hat die vierachsige Bauart mit Seitengang, die vor kurzem für die über weite Strecken durchlaufenden 2 C 1-Lokomotiven eingeführt worden ist.

Der Entwurf der neuen Lokomotive ist mit außerordentlicher Sorgfalt durchgearbeitet worden. Dies geht u. a. daraus hervor, daß das tatsächliche Dienstgewicht der Lokomotive mit 105,1 t nur um 0,25 t von dem im voraus berechneten Gewicht abweicht.

R. D.

## Versuchsfahrten mit der 2 Do 1 + 1 Do 2-dieselelektrischen Lokomotive der Canadian National Railway*).

Die dieselelektrische Lokomotive „9000" besteht aus zwei Einheiten der Achsanordnung 2 D 1, die im Betrieb in der Regel miteinander verkuppelt bleiben sollen. Jede Einheit besitzt eine kompressorlose Dieselmaschine mit zwölf in V-Form angeordneten Zylindern und einen mit dieser unmittelbar gekuppelten Westinghouse-Stromerzeuger. Zum Antrieb dient je ein Westinghouse-Bahnmotor an jeder der vier Treibachsen. Die Dieselmaschinen sind zwischen 300 und 800 Umdr./Min. regelbar; ihre Höchstleistung beträgt je 1330 PS.

Zunächst war nur eine Hälfte der Lokomotive fertig gestellt worden. Mit dieser wurde seit Ende 1928 eine Reihe von Versuchsfahrten vor verschiedenen Zugsgattungen und auf wechselndem Gelände ausgeführt. Nach Fertigstellung auch der zweiten Lokomotivhälfte sind dann beide Teile vereinigt worden.

Um die Brauchbarkeit dieser vereinigten Lokomotive für den fahrplanmäßigen Schnellzugverkehr zu zeigen, hat die Eigentumsbahn mit ihr vor einiger Zeit eine Versuchsfahrt von Montreal nach Toronto ausgeführt. Die Strecke ist 540 km lang; der 600 t schwere Zug war mit geladenen Gästen besetzt und fuhr im Fahrplan eines durchgehenden Schnellzugs mit 13 Zwischenhalten. Der Zug soll die Strecke in 7 Stunden und 40 Minuten zurücklegen; es entspricht dies einer durchschnittlichen Reisegeschwindigkeit von 70 km/h. Die Diesellokomotive konnte diese Fahrzeit nicht nur anstandslos einhalten, sondern sogar noch kürzen; trotzdem der Zug auf verschiedenen Haltestellen 2 bis 13 Minuten Verspätung erhielt, kam er doch rechtzeitig auf dem Endbahnhof an.

Die dieselelektrische Lokomotive besitzt ein sehr großes Reibungsgewicht und konnte daher den Zug jedesmal wieder rasch in Fahrt bringen. Die 2 D 1 - h 2 Heißdampflokomotive, die sonst den Zug befördert, braucht beispielsweise zur Beschleunigung desselben auf 98 km/h die doppelte Zeit.

Bei Geschwindigkeiten von 98 km/h und mehr ging die Leistung der beiden Dieselmaschinen nicht mehr über 2100 PS hinauf. Dagegen erreichte die Lokomotive bei Geschwindigkeiten bis zu 73 km/h während der Fahrt über starke Steigungen für kürzere Zeit Leistungen von 2500 bis 2600 PS. Beim Anfahren und Beschleunigen wurde vorübergehend die Höchstleistung erreicht. Die größte Geschwindigkeit betrug für kurze Zeit 117 km/h bei einer Leistung von annähernd 1800 PS; Geschwindigkeiten von 98 bis 105 km/h ließen sich öfters und über längere Strecken erzielen.

Während der ganzen Versuchsfahrt war der Auspuff der hinteren Maschinenhälfte unabhängig von der Belastung als brauner Nebel sichtbar; bei der vorderen Lokomotivhälfte war er hell und kaum zu sehen. Der Brennstoffverbrauch soll 0,195 kg/$PS_e$ h betragen; die Brennstoffkosten würden sich dann gegenüber einer Dampflokomotive auf nur etwa $^1/_3$ belaufen.

Die Lokomotive soll zunächst noch weitere Versuchsfahrten machen, dabei will man sie auch einige Monate lang über weite Strecken durchlaufen lassen. Nachstehend sind zum Vergleich noch einige Angaben über sie und die oben erwähnte 2 D 1-Dampflokomotive zusammengestellt, die ihr hinsichtlich der Leistung annähernd entspricht:

| | Dieselelektr. Lok. | Dampflok. | |
|---|---|---|---|
| Dienstgewicht (mit Tender) . . | 307[1]) | 270 | t |
| Reibungsgewicht . . . . . | 209[1]) | 105 | „ |
| Treibraddurchmesser . . . . . | 991 | 1854 | mm |
| Übersetzung des Getriebes . . | 22 : 69 | — | — |
| Verdampfungsheizfläche . . . | — | 377 | $m^2$ |
| Überhitzerheizfläche . . . . . | — | 75 | „ |
| Rostfläche . . . . . | — | 6,2 | „ |
| Zylinder-Abmessungen . . . . | | 2 × 660/762 | mm |
| Größte Zugkraft . . . . . | 45400 | 22400 | kg |

[1]) Nach früheren Quellenangaben: Dienstgewicht 295 t, Reibungsgewicht 218 t.

(Railw. Age 1929, 2. Halbj., Nr. 10). R. D.

*) Organ 1929, S. 196.

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

# rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

chriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**. Jahrgang** **15. April 1930** **Heft 8**


## Elektrisch geschweißte Schienenstöße auf der Brücke über das Hollandsch Diep.


Von Abteilungsvorstand Ing. **Joosting,** Utrecht.


Die guten Erfolge, die man bei der Deutschen Reichsbahn t thermitgeschweißten Stößen auf den neuen Eisenbahn-icken erzielt hat, hatten bei den niederländischen Eisen-nen den Wunsch rege gemacht, in dem neuen Gleise, das h Beendigung der in Ausführung begriffenen Verstärkungen der Brücke über das „Hollandsch Diep" bei Moerdijk recke Rotterdam—Breda und Roosendaal) verlegt werden te, auch die Stöße zu verschweißen. Diese eingleisige icke weist 14 Öffnungen von je rund 105 m Länge auf; jedem Pfeiler befinden sich entweder nur bewegliche oder feste Auflager, so daß die Schienenauszüge in Entfernungen rund 210 m angeordnet werden mußten. Weil die Brücke lich von etwa 165 Zügen befahren wird, gab es keine Zug-isen, die lang genug waren, um Thermitschweißungen an und Stelle vorzunehmen. Man hätte allerdings die Schienen einem Gerüst vor der Brücke in einer Länge von rund 200 m füßen befestigt. Beim Stoß wurde die Platte in einer Länge von 40 mm nicht verschweißt, weil dadurch die Verbindung elastischer wurde. Die Schienenköpfe wurden am Stoß in einer Neigung von etwa 35° gegen die Senkrechte abgeschnitten und der so gebildete Raum C bis D bis E wurde vollgeschweißt mit einem weichen, aber zähen Elektrostahl bis auf die oberen 3 mm, die mit einem härteren Stahl ausgefüllt wurden, der die Härte des Schienenkopfes hatte.

In dieser Weise wurden auch vier Probestücke durch Personal der Werkstätten der Niederländischen Eisenbahnen ausgeführt und drei durch eine Privatfirma in Rotterdam. Letztgenannte Firma hat auch noch zwei Probestücke mit Autogenschweißung hergestellt.

Weiter wurden vier Probestücke mit Thermit geschweißt, zwei mit normalen Winkellaschen und zwei mit normalen Flachlaschen, alle durch je vier Laschenbolzen verbunden.

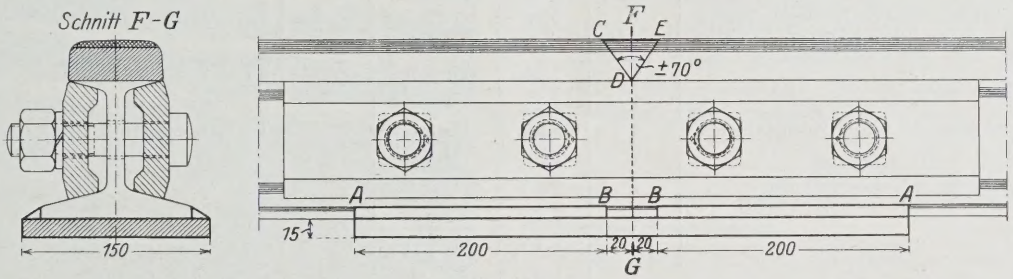



Abb. 1.

inander schweißen und sie dann in einer Nacht von Sonntag Montag (in diesen Nächten ist der Betrieb meistens während a 6½ Stunden eingestellt) auf die Brücke bringen können. er erstens war es fraglich, ob die thermitgeschweißten Stöße beim Transport der Schienen vom Gerüst bis auf die Brücke ermeidlichen Biegungen und Stöße ertragen würden und itens wäre es dann doch praktisch nicht möglich, den chluß der Schienen an die Auszüge zu schweißen.

Nun hatte die Gesellschaft „Arcos" in Brüssel für Straßen-nen und Sekundärbahnen elektrisch geschweißte Stöße worfen und ausgeführt, die an Ort und Stelle, ohne Hebung Schienen ausgeführt werden konnten und die sich sehr gut ährt haben sollten.

Es kam nun darauf an zu untersuchen, ob diese Stoß-rdnung dieselbe Sicherheit bieten würde, wie die bewährten rmitgeschweißten Stoßstellen und wie sie sich verhalten rde im Vergleich mit gewöhnlichen Laschen.

Zu diesem Zwecke wurden verschiedene Probestücke, die je zwei miteinander verbundenen 75 cm langen Schienen-cken zusammengesetzt waren, mit dem 1000 kg-Bär im lwerke des Walzwerks John Cockerill in Seraing bei Lüttich robt.

Fünf Probestücke waren von der Firma Arcos ausgeführt h der in Abb. 1 angegebenen Anordnung, aber ohne die in ser Abbildung gezeichneten Flachlaschen. Die Schienen-cke wurden so gelegt, daß sich zwei Enden berührten. Unter Schienenfuß wurde eine Platte gelegt, die etwa 30 mm iter war als der Schienenfuß. Diese Platte wurde über die ecken A bis B mittels Flankenschweißung an den Schienen-

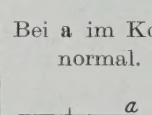
Aus den in der folgenden Zusammenstellung angegebenen Ergebnissen geht hervor, daß die von der Firma Arcos ausgeführten, elektrisch geschweißten Stöße sich bedeutend besser verhielten als jene, die von Personal der Eisenbahnwerkstätte und von der Rotterdamer Privatfirma hergestellt waren; daß sie auch die autogen- und die thermitgeschweißten Stöße in den Schatten stellten, daß aber die normalen Verbindungen mit Winkellaschen und mit Flachlaschen zwar größere Durchbiegungen aufwiesen, aber nur durch viele Schläge zum Bruch gebracht werden konnten.

Wir haben uns deshalb für die elektrisch geschweißte Laschenbauart „Arcos" entschlossen, haben aber auch noch Flachlaschen angebracht (Abb. 1), so daß bei einem möglichen Bruch der Schweißstelle die Laschen in Wirkung treten. Dies war bei elektrischer Schweißung möglich, weil dabei eine Wulst, wie sie bei den thermitgeschweißten Laschen auftritt, nicht vorkommt.

Zuerst wurden die Schienenauszüge in Entfernungen von rund 210 m (über den beweglichen Brückenauflagern) in das alte Gleis eingebaut. Dann wurden über ein aus Holzschwellen zusammengesetztes Gerüst (Abb. 2) vor der Brücke die 32 bis 35 m langen Schienen von der Firma Arcos elektrisch zusammengeschweißt zu Längen von rund 200 m (Abb. 3). Der vordere Stoß ist ganz fertig, die Flachlaschen sind abgenommen, so daß man sehen kann, daß Fuß und Steg nicht verschweißt sind. Bei den Stößen 2 bis 5 muß die obere Schicht aus hartem Stahl noch eingebracht werden. Das wenige überflüssige Schweißmaterial wurde dann weggeschliffen (Abb. 4).

Nun sollten die etwa 200 m langen, nahezu 10 t wiegenden

Zusammenstellung.

| Nummer der Probe | Art der Verlaschung | Nummer des Schlages | Fallhöhe in m | Durchbiegung in mm | Stärke der Fußplatte nach dem Bruch | Art des Bruches |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1*) | Von der Ges. Arcos nach ihrem System elektrisch geschweißt | 1 | 4,50 | 67 | | Kopf und Fußplatte beim Stoß gebroche |
| | | 2 | 2,50 | Bruch | 8,5 | Fußplatte stark eingeschnürt. |
| 2*) | ,, | 1 | 4,50 | Bruch | 7,5 | ,, |
| 3*) | ,, | 1 | 2,25 | 33 | | |
| | | 2 | 2,25 | Bruch | 6,5 | ,, |
| 4*) | ,, | 1 | 2,25 | | | Flankenschweißung am Schienenfuß bei |
| | | 2 | 2,25 | Bruch | | ersten Schlag angerissen. |
| 5*) | ,, | 1 | 2,25 | 21 | | Beim zweiten Schlag war die Fußplatte bei |
| | | 2 | 2,25 | 47 | | Stoß gerissen. |
| | | 3 | 1,00 | Bruch | | |
| 6 | Vom Werkstattpersonal nach System Arcos elektrisch geschweißt | 1 | 2,25 | Bruch | | Außerhalb der Schweißstelle; kristallinisch |
| 7 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | Flankenschweißung am Schienenfuß und Ko |
| | | | | | | gerissen. |
| 8 | ,, | 1 | 2,25 | 24 | | Bruch außerhalb der Schweißstelle. |
| | | 2 | 2,25 | 47 | | |
| | | 3 | 2,25 | Bruch | | |
| 9 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | Wie bei Probe Nr. 6. |
| 10 | Von Privat-Firma nach System Arcos elektrisch geschweißt | 1 | 2,25 | 27 | | Riß vom Fuß bis in den Kopf. |
| 11 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | In der Schweißstelle. |
| 12 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | Außerhalb der Schweißstelle. |
| 13 | Autogen geschweißt ohne Fußplatte | 1 | 2,25 | Bruch | | In der Schweißstelle. |
| 14 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | ,, |
| 15 | Aluminthermisch geschweißt | 1 | 2,25 | 15 | | Riß vom Fuß neben der Schweißstelle na |
| | | 2 | 2,25 | Bruch | | dem Kopf. Kopf grobkörnig, Fuß norma |
| 16 | ,, | 1 | 2,25 | Bruch | | ,, |
| 17 | ,, | 1 | 1,00 | 7 | | Bei a im Kopf, außerhalb der Schweißste |
| | | 2 | 1,00 | Bruch | | normal. Bei b im Wulst grobkörnig. |
| 18 | ,, | 1 | 1,00 | 4 | |   |
| | | 2 | 1,00 | Bruch | | |
| 19 | Normale Verbindung mit Winkellaschen | 1 | 4,50 | 57 | | ,, |
| | | 2 | 2,25 | 78 | | |
| | | 3 | 4,50 | 123 | | |
| | | 4 | 4,50 | 175 | | Schrauben abgebrochen. |
| 20 | ,, | 1 | 2,25 | 29 | | |
| | | 2 | 2,25 | 51 | | |
| | | 3 | 2,25 | 70 | | |
| | | 4 | 2,25 | 89 | | |
| | | 5 | 2,25 | 124 | | Schrauben abgebrochen. |
| 21 | Normale Verbindung mit Flachlaschen | 1 | 2,25 | 54 | | Nach dem 4. Schlag noch nicht gebroch |
| | | 2 | 2,25 | 90 | | Bolzen fangen an, sich zu verbiegen. |
| | | 3 | 2,25 | 122 | | |
| | | 4 | 2,25 | 156 | | |
| 22 | ,, | 1 | 4,50 | 83 | | |
| | | 2 | 2,25 | 115 | | |
| | | 3 | 4,50 | 183 | | |
| | | 4 | 4,50 | Bruch | | Schrauben abgebrochen. |

*) Anmerkung: Abmessungen der Fußplatte in mm bei Probe Nr. 1 440 × 150 × 15, Probe Nr. 2 und 3 440 × 150 × Probe Nr. 4 440 × 138 × 15, Probe Nr. 5 440 × 150 × 15.

Schienen vom Gerüst auf die Brücke geschafft werden, was sich wohl am einfachsten mit den den Eisenbahnern wohlbekannten Einschienenwagen machen ließ. Auf einem Schienenlagerplatz wurden elf Stück 18 m-Schienen auf Holzschwellen neben einem Gleise mittels Laschen zu einem etwa 200 m langen Strang verschraubt. Dann wurden 24 E- schienenwagen auf den der 200 m langen Schiene n nächsten liegenden Schienenstrang des Gleises aufgestellt u die Schiene auf die Einschienenwagen gelegt. Sechs Ma brauchten dazu nur 6 Minuten. Das Verschieben der

Schiene beladenen Einschienenwagen ließ sich ohne wierigkeiten durchführen. Das Abladen der Schiene ging r flott, indem man die 24 Einschienenwagen alle im selben genblicke kippte.

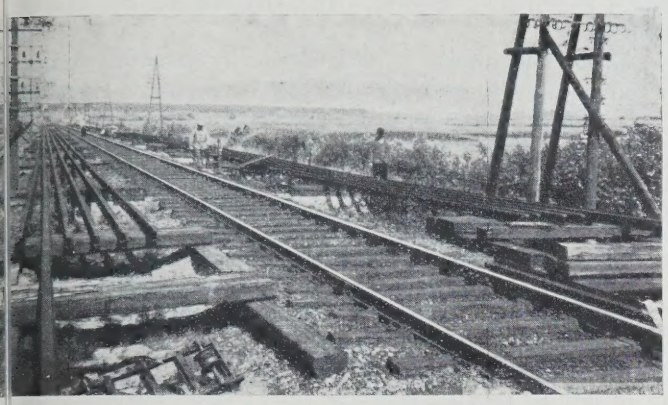


Abb. 2.

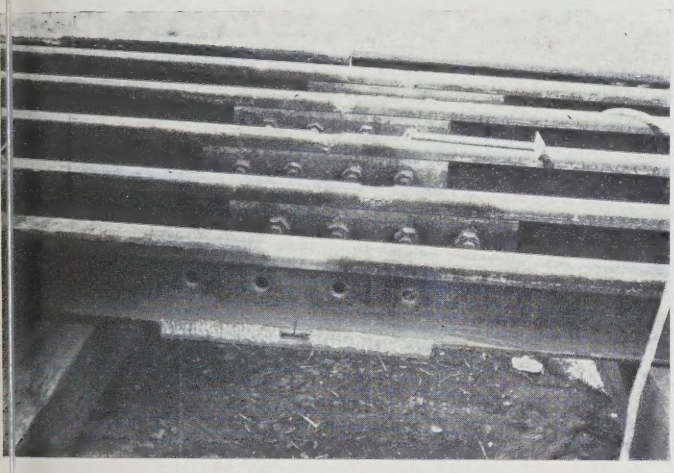


Abb. 3.

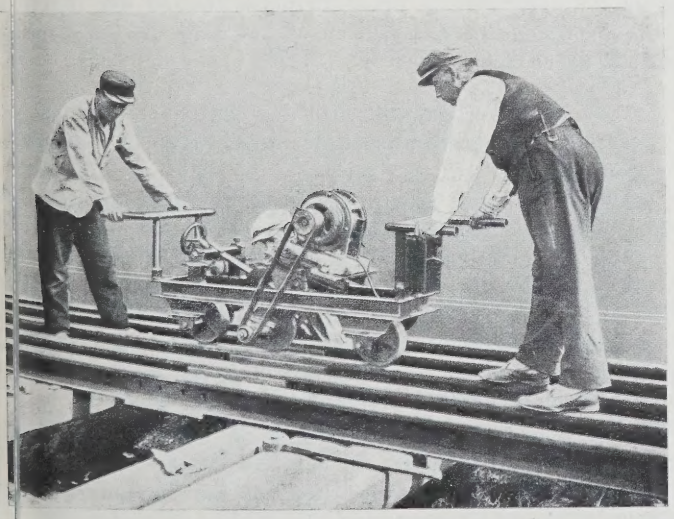


Abb. 4.

Was sich bei Tageslicht sehr leicht machen ließ, schien in Nacht schwierig. In der Nacht von Sonntag, den 28. auf tag, den 29. Juli 1929 ging das Verschieben der beladenen Einschienenwagen äußerst langsam und es konnten nur Längen von 200 m vom Gerüst nach der 700 m entfernten baustelle auf der Brücke gebracht werden. Nachdem die Ursache einiger kleinen Schwierigkeiten, die sich in der ersten Nacht gezeigt hatten, beseitigt waren, gelang es in der zweiten Nacht (11./12. August) drei Längen von 200 m auf die Brücke zu bringen, diesmal schon über eine Entfernung von etwa 1000 m. Als aber den Arbeitern eine steigende Prämie zugesichert wurde für die vierte und folgende Längen, die in der dritten Nacht vom 18./19. August auf die Brücke gebracht werden sollten, wurden nicht weniger als fünf Längen über eine Entfernung von durchschnittlich 1300 m befördert.

Die Schienen der Auszüge wurden nun (selbstverständlich wiederum in Nächten von Sonntag auf Montag) so abgeschnitten, daß die 200 m langen neuen Schienen genau zwischen zwei Schienenauszüge paßten. Hierauf wurden die alten Schienen entfernt und die neuen auf den bereits auf den Schwellen verschraubten Stühlen verlegt. Sodann wurden die Enden der 200 m langen Schienen elektrisch an den Schienen der Auszüge verschweißt.

Das neue Gleis wird seit Anfang Oktober 1929 befahren; über das Verhalten kann ein Urteil selbstverständlich noch nicht abgegeben werden.

Zum Schluß muß noch bemerkt werden, daß auf drei der 14 Öffnungen die Schienen vorläufig nicht verschweißt wurden, um Gelegenheit zu haben, mittels Dehnungsmessern den Einfluß der Verschweißung auf die Brückenträger zu untersuchen, indem man die Spannungen vergleicht, die in Stäben einer Öffnung mit geschweißten Stößen und in den gleichen Stäben einer angrenzenden Öffnung mit gewöhnlichen Stößen durch dieselben Verkehrslasten hervorgerufen werden.

Sobald diese Untersuchungen zu Ende geführt sein werden, sollen auch auf den genannten drei Öffnungen die Stöße verschweißt werden.

### Nachschrift.

Seit der Abfassung dieses Aufsatzes wurden nachstehende Erfahrungen gemacht:

Bei zwei von den 56 Stößen, die am Tage auf dem Gerüst außerhalb der Brücke geschweißt wurden, ist ein Riß aufgetreten, der sich vom Ende der Fußplatte bis in das äußerste Bolzenloch erstreckte. Weniger günstig verhielten sich die 24 in der Nacht auf der Brücke geschweißten Anschlüsse der Schienen an die Auszüge. Bei drei Stößen entstand ein senkrechter Anriß an der Außenseite des Schienenkopfes im geschweißten Material, bei zwei Stößen vollständiger senkrecht verlaufender Bruch an derselben Stelle und bei einem Stoß ein Riß vom Ende der Fußplatte bis in das äußerste Bolzenloch. Sämtliche Risse wurden elektrisch zugeschweißt und sind nicht wieder aufgetreten. Bei zwei der drei an der Außenseite gerissenen Stößen hat sich einige Wochen nach dem Zuschweißen des Risses, ein Riß an der Innenseite des Schienenkopfes gezeigt, vielleicht die Fortsetzung des Risses an der Außenseite. Über die Ursache dieser Risse und die Mittel ihnen vorzubeugen wird noch mit der Firma Arcos verhandelt. Mir scheint, daß die Risse im Kopf auf die bei der elektrischen Schweißung unvermeidlichen sehr großen Temperaturspannungen zurückzuführen sind. Was die Risse im Schienenfuß betrifft, so sind bei der französischen Nordbahn ähnliche Risse bei den Arcosstößen ebenfalls vorgekommen. Man schreibt sie dort einer Härtung des Materials des Schienenfußes durch die rasche Abkühlung nach dem Anschweißen der Fußplatten zu.

Die Risse werden jedenfalls den Eisenbahnverkehr nicht gefährden, wenn man längere, mit sechs Bolzen befestigte Laschen verwendet.

Bemerken möchte ich noch, daß die Schweißungen der von der Firma Arcos angefertigten Proben durch einen anderen und wahrscheinlich der Sache kundigeren Schweißer angefertigt wurden als die Laschen auf der Brücke.

# Reibungskräfte im Langschienengleis.

Von Regierungsbaumeister a. D. Wattmann.

Im Langschienenbau ist die Größe der Reibungswiderstandskräfte der Schienen in den Laschen, der Schienen auf den Schwellen und der Schwellen in der Bettung von bestimmendem Einfluß auf die Größe der im Schienengestänge auftretenden Achsialkräfte. Die Versuche, diese Reibungsgrößen festzustellen, haben sich bisher auf Messungen an in der Werkstatt besonders aufgebauten Anordnungen beschränkt. Es unterliegt wohl keinem Zweifel, daß die Reibungswiderstände in Betriebsgleisen unter dem Einfluß der Zeit, der Witterung und des Betriebes eine andere Größe annehmen werden. Im nachfolgenden soll ein Weg gezeigt werden, die fraglichen Reibungsgrößen aus der Änderung der Stoßfugenweiten zu bestimmen, die unter dem Einfluß von Temperaturänderungen eintreten.

Nach einem Temperaturverlauf mit umkehrenden Temperaturen ist der Spannungszustand der Schienen und damit auch ihre Länge im allgemeinen nicht nur von der gegenwärtigen, sondern auch von den vorangegangenen Temperaturen abhängig*)! (Vergl. Abb. 1.) Entfernt sich aber die Temperatur nach einem vorangegangenen beliebigen Tem-

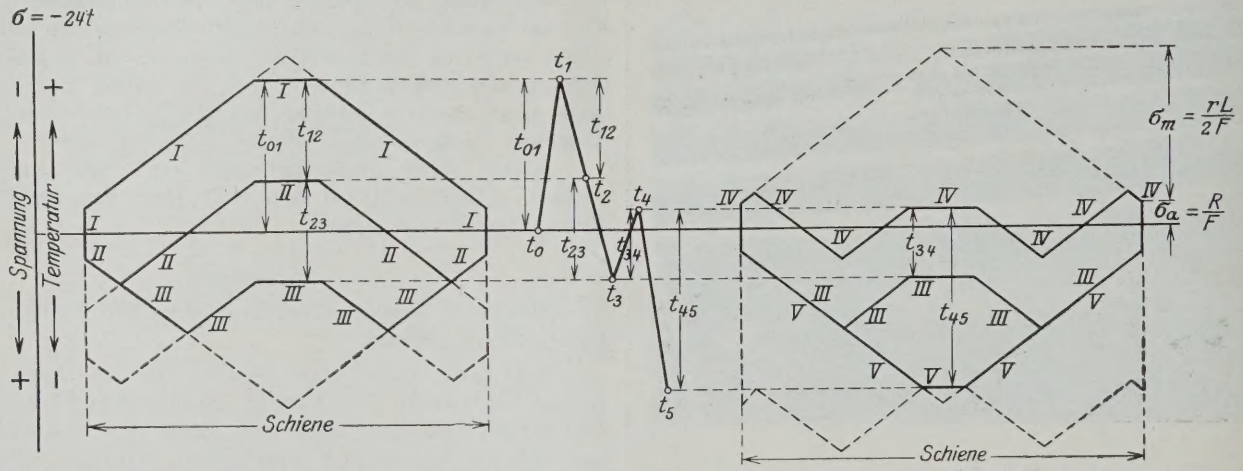



Abb. 1. Spannungslinien I, II, III, IV, V einer mit Reibung R und r gelagerten Schiene bei den aufeinanderfolgenden Temperatur $t_0$, $t_1$, $t_2$, $t_3$, $t_4$, $t_5$. Jede Spannungslinie ist aus der Vorangehenden als Parallellinienzug unter Berücksichtigung der durch d Reibung R und r bedingten höchstmöglichen Spannungen entwickelt. Die Spannungslinie V ist die gleiche als wenn die Temperatur in einem stetigen Temperaturschritt $t_{05}$ erreicht wäre.

peraturverlauf von der Ausgangstemperatur, wo die Schiene spannungslos war, um ein Maß (nach oben oder unten), das bisher nicht erreicht wurde (wir wollen solche Temperatur der Kürze halber künftig mit „Rekordtemperatur" bezeichnen), so ist der Spannungszustand der gleiche, als ob die Rekordtemperaturen in einem stetigen Temperaturschritt von der Ausgangstemperatur aus erreicht werden, d. h. dieser Spannungszustand ist allein abhängig von der Ausgangs- und der Endtemperatur und unabhängig von allen Zwischentemperaturen. Die Abb. 1 läßt die Richtigkeit dieser Tatsache unschwer erkennen. Sind also die Reibungsgrößen von Laschenreibung R und Schwellenreibung r gegeben, so kann die Fugenänderung bei Eintritt einer „Rekordtemperatur" bestimmt werden und umgekehrt lassen sich für diese Fälle die Größen R und r aus der Fugenänderung berechnen, wobei man allerdings, wie später noch gezeigt werden wird, auch die Fugenänderung, die durch Abnahme der Laschen eintritt, gleichfalls in Rechnung ziehen muß.

Bei allen im folgenden zu betrachtenden Vorgängen wird vorausgesetzt, daß die Stoßlücken nicht zum vollen Öffnen und Schließen kommen, also Achsialkräfte weder durch die Lasche bolzen noch durch Stirnberührung von einer Schiene auf d andere übertragen werden. Die Grundlagen der Rechnu bilden

1. die Fugenweite $w_0$ des Gleises in spannungslosem Z stand, also entweder bei der Verlegung, oder nachde alle Befestigungsmittel gelockert sind in cm,
2. die Fugenweite $w_1$, nachdem seit der Verlegung ei Rekordtemperatur eingetreten ist in cm,
3. die Fugenweite $w_2$, nachdem im letztgenannten Fal die Laschenbolzen gelockert sind in cm,
4. der Temperaturunterschied t zwischen den Spannunge $w_0$ einerseits und $w_1$ und $w_2$ andererseits in $^0$C.,
5. die Schienenlänge L in cm und der Schienenquerschnitt in cm$^2$.

Es sei ferner bezeichnet:

6. mit R die Reibungskraft in kg eines Schienenendes den Laschen, mit r die Reibung der Schienen auf de Schwellen (oder dieser in der Bettung) in kg auf ein c Schiene,
7. E sei die Elastizitätszahl des Stahles = 2200000,
8. $\alpha$ die Temperaturausdehnungszahl auf ein $^0$C = 0,0000
Sodann sei
9. $\sigma$ die Spannung, die die fest eingespannten Schien bei der Temperatur t erhalten würden, also $\sigma = E.\alpha.t = 24\,t$, $\sigma_a$ die Spannung, die eine Achsialkraft R in c Schiene erzeugen würde, also $\sigma_a = \frac{R}{F}$, $\sigma_m$ die Spannu welche die Summe aller Kräfte r der halben Schiene dieser erzeugen würde, also $\sigma_m = \frac{r \cdot L}{2F}$.

Will man nun bei gegebenem R und r die Lücke änderungen $w_0 - w_1$ und $w_0 - w_2$ nach einer Temperat änderung t berechnen, so gestaltet sich die Rechnung jewei anders, je nachdem ein Spannungszustand erreicht wird, c einem der folgenden kennzeichnenden Spannungsfälle e spricht.

I. Spannungsfall A: $\sigma < \sigma_a$, $\sigma < \sigma_m$ — Spannungsfall B: $\sigma < \sigma_a$, $\sigma > \sigma_m$ — Spannungsfall C: $\sigma > \sigma_a$, $\sigma < \sigma_m$ — Spannungsfall D: $\sigma > \sigma_a$, $\sigma > \sigma_m$, $\sigma < \sigma_a +$ — Spannungsfall E: $\sigma > \sigma_a +$

*) Vergl. hierzu und beim folgenden den Aufsatz des Verfassers über Wärmewirkungen im Langschienenbau in Heft 10 dieser Zeitschrift vom 15. Mai 1928.

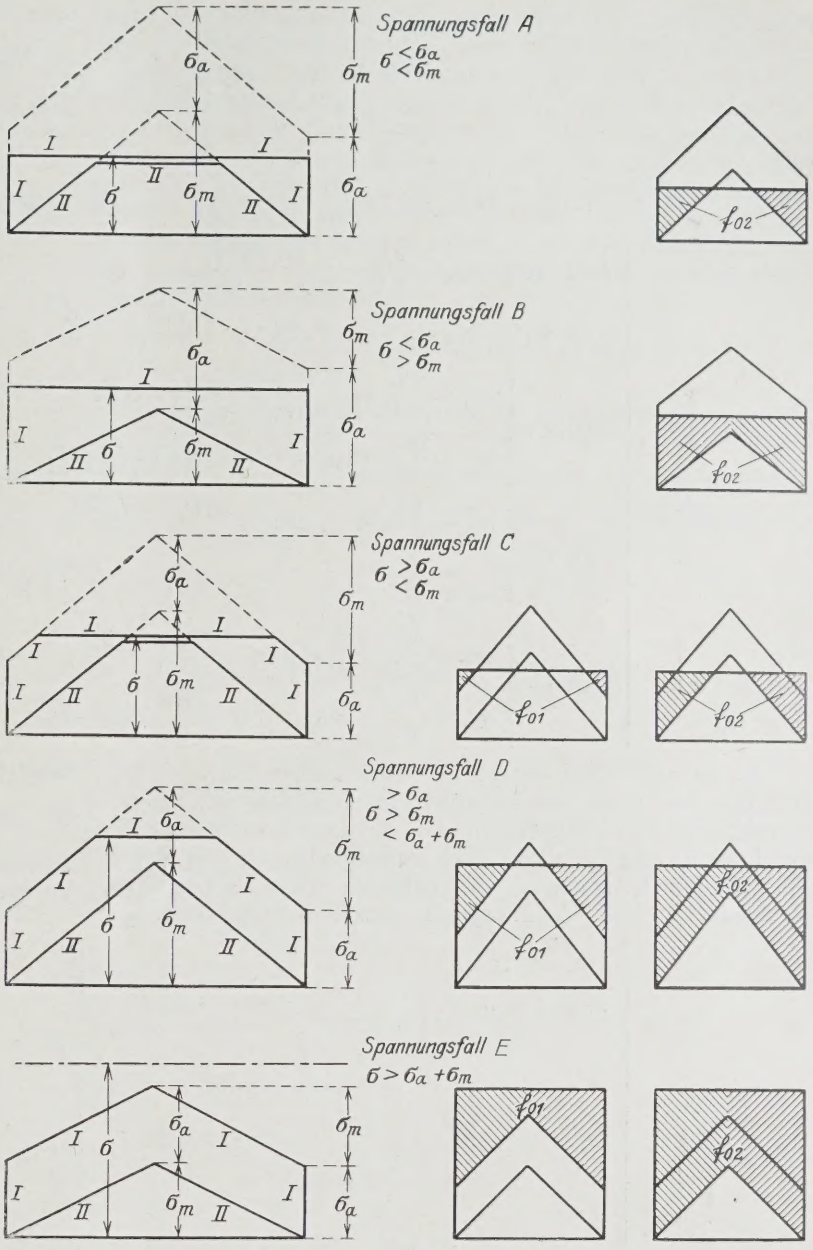



Abb. 2.
mungslinien und Dehnungsflächen der fünf unterschiedlichen Spannungsfälle A bis E.

Abb. 2a.
Ordinaten der Linie I sind die Spannungen, die bei hzeitiger Laschen- und Schwellenreibung auftreten. Desgleichen II bei alleiniger Schwellenreibung.

Abb. 2b.
schraffierten Flächen entsprechen der Längenänderung Schienen bei gleichzeitiger Laschen- und Schwellenreibung.

Abb. 2c.
esgleichen wie vor bei alleiniger Schwellenreibung.

Abb. 2a. Abb. 2b. Abb. 2c.

Die Spannungsfälle A bis E sind in Abb. 2a dargestellt, zwar sind in den stark ausgezogenen Linien als Ordinaten der Schiene die Spannungsgrößen aufgetragen, die nach Temperaturänderung t bei der Reibung R und r (Schaulinie I) und bei der Reibung r allein (Schaulinie II) eintreten. st nun ohne Belang, ob bei der Dehnung der Schienen ge der Temperaturänderung t von vornherein die Laschenng R nicht vorhanden war, oder ob sie erst, wie bei der ung der Stoßlücken $w_2$, nachträglich weggefallen ist. Das nungsbild ist in jedem Falle das gleiche und durch die II der Abb. 2a wiedergegeben. Die eintretenden Längenrungen der Schiene, die sich aus der Spannungslängenrung und der Temperaturlängenänderung zusammenn, entsprechen für die fünf Spannungsfälle bei gleichger Schwellen- und Laschenreibung den schraffierten len der Abb. 2b, bei Schwellenreibung allein den schrafn Flächen der Abb. 2e und zwar ist

$$\frac{f_{01}}{E} = w_0 - w_1 \qquad \text{und} \qquad \frac{f_{02}}{E} = w_0 - w_2.$$

Größen der Fläche f für die fünf verschiedenen Spannungsergeben sich aus den geometrischen Beziehungen wie folgt:

Fall A: $f_{02} = \dfrac{L\,\sigma^2}{2\,\sigma_m}$ oder $\sigma_m = \dfrac{L\,\sigma^2}{2\,f_{02}}$

Fall B: $f_{02} = L\left(\sigma - \dfrac{\sigma_m}{2}\right)$ oder $\sigma_m = 2\,\sigma - \dfrac{2\,f_{02}}{L}$

Fall C: $\begin{cases} f_{02} = \dfrac{L\,\sigma^2}{2\,\sigma_m} \\ f_{01} = L\dfrac{(\sigma - \sigma_a)^2}{2\,\sigma_m} \end{cases}$ oder $\begin{cases} \sigma_m = \dfrac{L\,\sigma^2}{2\,f_{02}} \\ \sigma - \sigma_a = \sigma\sqrt{\dfrac{f_{01}}{f_{02}}} \quad \text{oder} \\ \sigma_a = \sigma\left(1 - \sqrt{\dfrac{f_{01}}{f_{02}}}\right) \end{cases}$

Fall D: $\begin{cases} f_{02} = L\left(\sigma - \dfrac{\sigma_m}{2}\right) \\ f_{01} = L\dfrac{(\sigma - \sigma_a)^2}{2\,\sigma_m} \end{cases}$ oder $\begin{cases} \sigma_m = 2\,\sigma - \dfrac{2\,f_{02}}{L} \\ \sigma - \sigma_a = \sqrt{\dfrac{f_{01}\left(4\sigma - \dfrac{4f_{02}}{L}\right)}{L}} \\ \text{oder} \\ \sigma_a = \sigma - \dfrac{2}{L}\sqrt{f_{01}(\sigma L - f_{02})} \end{cases}$

$$\text{Fall E:} \begin{cases} f_{02} = L\left(\sigma - \frac{\sigma_m}{2}\right) \\ f_{01} = L\left(\sigma - \sigma_a - \frac{\sigma_m}{2}\right) \end{cases} \quad \text{oder} \quad \begin{cases} \sigma_m = 2\sigma - \frac{2 f_{02}}{L} \\ \sigma_a = \frac{f_{02} - f_{01}}{L} \end{cases}$$

setzt man:

$$\sigma = E\,\alpha\,t = 24\,t, \quad \sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F}, \quad \sigma_a = \frac{R}{F}, \quad f_{01} = E\ (w_0 - w_1), \quad f_{02} = E\ (w_0 - w_2),$$ so ergibt sich;

II.

$$\begin{cases} \text{Fall A:*)} \quad \sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F} = \frac{L \cdot 24^2\,t^2}{2\,(w_0 - w_2)\,E} \quad \text{oder} \quad r = \frac{24^2\,t^2\,F}{(w_0 - w_2)\,E} \\ \text{Fall B:*)} \quad \sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F} = 2 \cdot 24\,t - \frac{2\,(w_0 - w_2)\,E}{L} \quad \text{oder} \quad r = \frac{4\,F}{L^2}\left(24\,t\,L - E\,(w_0 - w_2)\right) \\ \text{Fall C:} \begin{cases} \sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F} = \frac{L\,24^2\,t^2}{2\,E\,(w_0 - w_2)} \quad \text{oder} \quad r = \frac{24\,t^2\,F}{(w_0 - w_2)\,E} \\ \sigma_a = \frac{R}{F} \quad \text{oder} \quad R = 24\,F\,t\left(1 - \sqrt{\frac{w_0 - w_1}{w_0 - w_2}}\right) \end{cases} \\ \text{Fall D:} \begin{cases} \sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F} = 2 \cdot 24\,t - \frac{2\,(w_0 - w_2)\,E}{L} \quad \text{oder} \quad r = \frac{4\,F}{L^2}\left\{24\,t\,L - E\,(w_0 - w_2)\right\} \\ \sigma_a = \frac{R}{F} \quad \text{oder} \quad R = 24\,F\,t - \frac{2\,F}{L}\sqrt{E\,(w_0 - w_1)\left\{24\,L\,t - E\,(w_0 - w_2)\right\}} \end{cases} \\ \text{Fall E:} \begin{cases} \sigma_m = \frac{r\,l}{2\,F} = 2 \cdot 24\,t - \frac{2\,E\,(w_0 - w_2)}{L} \quad \text{oder} \quad r = \frac{4\,F}{L^2}\left\{24\,L\,t - E\,(w_0 - w_2)\right\} \\ \sigma_a = \frac{R}{F} \quad \text{oder} \quad R = \frac{E\,F}{L}\,(w_1 - w_2) \end{cases} \end{cases}$$

Es ist nun noch nötig, die Erkennungsmerkmale festzustellen, aus denen von vornherein zu ersehen ist, welcher von den fünf Spannungsfällen A bis E vorliegt, so daß man in der Lage ist, die für diesen Fall zutreffende von den obigen Formeln zur Berechnung der Reibungsgrößen zu benutzen. Nachdem die fünf Spannungsfälle durch die Beziehungen I bestimmt sind, hat man in den Ungleichungen I zu setzen $\sigma = 24\,t$, $\sigma_a = \frac{R}{F}$, $\sigma_m = \frac{r\,L}{2\,F}$ und durch die den betreffenden Spannungsfall nach den Gleichungen II entsprechenden Werte zu ersetzen. Dann ergibt sich:

III.

$$\begin{cases} \text{Fall A:} \quad \sigma \begin{matrix} < \sigma_a \\ < \sigma_m \end{matrix} \quad \text{oder} \quad 24\,t \begin{matrix} < \frac{R}{F} \\ < \frac{r\,L}{2\,F} \end{matrix} \quad \text{oder} \quad \begin{cases} w_0 - w_1 = 0 \\ w_0 - w_2 < \frac{12\,L\,t}{E} \end{cases} \\ \text{Fall B:} \quad \sigma \begin{matrix} < \sigma_a \\ > \sigma_m \end{matrix} \quad \text{oder} \quad 24\,t \begin{matrix} < \frac{R}{F} \\ > \frac{r\,L}{2\,F} \end{matrix} \quad \text{oder} \quad \begin{cases} w_0 - w_1 = 0 \\ w_0 - w_2 > \frac{12\,L\,t}{E} \end{cases} \\ \text{Fall C:} \quad \sigma \begin{matrix} > \sigma_a \\ < \sigma_m \end{matrix} \quad \text{oder} \quad 24\,t \begin{matrix} > \frac{R}{F} \\ < \frac{r\,L}{2\,F} \end{matrix} \quad \text{oder} \quad \begin{cases} w_0 - w_1 > 0 \\ w_0 - w_2 < \frac{12\,L\,t}{E} \end{cases} \\ \text{Fall D:} \quad \sigma \begin{matrix} > \sigma_a \\ > \sigma_m \\ < \sigma_a + \sigma_m \end{matrix} \quad \text{oder} \quad 24\,t \begin{matrix} > \frac{R}{F} \\ > \frac{r\,L}{2\,F} \\ < \frac{R}{F} + \frac{r\,L}{2\,F} \end{matrix} \quad \text{oder} \quad \begin{cases} w_0 - w_1 > 0 \\ w_0 - w_2 > \frac{12\,L\,t}{E} \\ \frac{w_0 - w_1}{2} + \frac{w_0 - w_2}{2} < \frac{12\,L\,t}{E} \end{cases} \\ \text{Fall E:} \quad \sigma > \sigma_a + \sigma_m \quad \text{oder} \quad 24\,t > \frac{R}{F} + \frac{r\,L}{2\,F} \quad \text{oder} \quad \frac{w_0 - w_1}{2} + \frac{w_0 - w_2}{2} > \frac{12\,L\,t}{E} \end{cases}$$

Die Ergebnisse der vorstehenden Berechnungen ermöglichen jedem, auch wenn er der Berechnung nicht gefolgt ist, ihre praktische Benutzung und die keineswegs schwierige Bestimmung der Größen R und r auf Grund der vorgenannten Fugenmessung. In diesem Fall ist folgendes zu beachten:

1. Die Fugenweiten $w_0$ sind bei spannungslosem Zustand des Gleises zu messen, also entweder unmittelbar nach der Verlegung oder nach Lösung aller Schwellen- und Laschenschrauben.
2. Gleichzeitig ist die Schienentemperatur $t_0$ zu mes
3. Nach einer Temperaturänderung t, die größer ist l irgendeine, die seit der ersten Messung e getreten ist, ist eine nochmalige Lückenmessung vorzunehmen.
4. Es sind die Laschenbolzen zu lösen und zwar auf e ganzen zu messenden Strecke tunlichst gleichze hierauf sind zum dritten Male die Lückenweiten w messen.
5. Bei allen Messungen dürfen die Lücken weder ol geöffnet noch voll geschlossen sein.

*) In den Fällen A und B ist R nicht bestimmbar!

6. Auf Grund der Messungen ist für jede Lücke die Größe $\frac{12\,L.t}{E}$ zu bilden und auf Grund der Ungleichungen III festzustellen, welcher der Spannungsfälle A bis E vorliegt. Dabei sind die Größen $w_0 - w_1$, $w_0 - w_2$ stets positiv einzusetzen.

7. Für jede Stoßlücke sind nach Maßgabe des vorliegenden Spannungsfalles auf Grund der Formeln II die Größen R und r zu berechnen.

Von den gleichen Grundsätzen wie oben ausgehend, können die Größen R und r auch als Funktion der Stoßlücken $w_1$, $w_2$, $w_3$ abgeleitet werden, wenn $w_1$ und $w_2$ wie vorher beschrieben nach Eintritt einer Rekordtemperatur bei ungelösten Schwellen und Laschenschrauben ($w_1$), bei gelösten Laschen und ungelösten Schwellenschrauben ($w_2$) und endlich bei gelösten Laschen und gelösten Schwellenschrauben ($w_3$) festgestellt ist. Die Größen $w_{1,}$, die im früheren Fall gebraucht wurde, kann jetzt entbehrt werden. Die volle Wiedergabe der diesbezüglichen Berechnung würde zu viel Raum beanspruchen, es seien daher nur deren Ergebnisse in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt:

stimmung der bei Temperaturänderungen in Gleisen auftretenden Reibungskräfte aus den Lückenänderungen. (Rechnungsart II.)

Länge der Schiene in cm. — F = Querschnitt der Schiene in cm². — w = Stoßlückenweiten in cm und zwar $w_1$ nach einer Temperaturerung t aus spannungslosem Zustand der Schiene. — $w_2$ = Desgl. bei gelösten Laschen. — $w_3$ = Desgl. bei gelösten Laschen- und Schwellenschrauben. — E = Elastizitätszahl = 2 200 000.

| nungsfall | Erkennungsmerkmal des Spannungsfalles | r = Reibung der Schiene auf der Schwelle oder in der Bettung kg/cm<br>R = Reibungskraft der Schiene in der Lasche in kg |
|---|---|---|
| A | $w_1 - w_3 = \frac{24\,L\,t}{E}$<br>$w_2 - w_3 > \frac{12\,L\,t}{E}$ | $r = \frac{24^2\,t^2\,F}{E\,(w_1 - w_2)}$<br>R ist in diesem Falle nicht bestimmbar! |
| B | $w_1 - w_3 = \frac{24\,L\,t}{E}$<br>$w_2 - w_3 < \frac{12\,L\,t}{E}$ | $r = \frac{4\,F\,E}{L^2}(w_2 - w_3)$<br>R ist in diesem Falle nicht bestimmbar! |
| C | $w_1 - w_3 < \frac{24\,L\,t}{E}$<br>$w_2 - w_3 > \frac{12\,L\,t}{E}$ | $R = 24\,F\,t\left(1 - \sqrt{\frac{24\,L\,t - E\,(w_1 - w_3)}{24\,L\,t - E\,(w_2 - w_3)}}\right)$<br>$r = F \cdot \frac{24^2\,t^2}{24\,L\,t - E\,(w_2 - w_3)}$ |
| D | $w_1 - w_3 < \frac{24\,L\,t}{E}$<br>$w_2 - w_3 < \frac{12\,L\,t}{E}$<br>$\frac{(w_1 - w_3) + (w_2 - w_3)}{2} > \frac{12\,L\,t}{E}$ | $R = 24\,F\,t - \frac{2\,F}{L}\sqrt{E\,(w_2 - w_3)\,\{24\,L\,t - E\,(w_1 - w_3)\}}$<br>$r = \frac{4\,F\,E}{L^2}(w_2 - w_3)$ |
| E | $\frac{(w_1 - w_3) + (w_2 - w_3)}{2} < \frac{12\,L\,t}{E}$ | $R = \frac{F\,E}{L}(w_1 - w_2)$<br>$r = \frac{4\,E\,F}{L^2}(w_2 - w_3)$ |

Bemerkungen: Die Messungen dürfen nur vorgenommen werden wenn die Stoßlücken weder voll geschlossen, noch geöffnet sind. Alle Temperaturen sind an der Schiene zu messen und positiv einzusetzen. Ebenso sind alle Stoßlückenrungen: $(w_1 - w_2)$, $(w_1 - w_3)$, $(w_2 - w_3)$ positiv anzunehmen. Die Messungen $w_1$ $w_2$ $w_3$ sind unmittelbar hintereinander und nur inem Zeitpunkt vorzunehmen, wo seit dem spannungslosen Zustand die Temperaturänderung ein Höchstmaß erreicht hat! ordtemperatur.)

## Über die ferngesteuerte Hemmschuhbremse.

Von Regierungs- und Baurat a. D. **Kaempf,** Direktor der Gesellschaft für Oberbauforschung, Berlin.

Über die ferngesteuerte Hemmschuhbremse System Dein sind mehrere Veröffentlichungen, der zeitlichen Reihennach vom Verfasser, Wenzel, Wöhrl und Dr. Frohne*) ienen, die sich indes sämtlich auf frühere Verhältnisse hen. Inzwischen ist in Frankreich die Bremse in immer erer Zahl eingebaut worden; dabei sind Änderungen und esserungen vorgenommen worden, ferner hat sich der eb fortlaufend besser eingespielt, so daß die von Dr. Frohne besonders in betrieblicher Hinsicht erhobenen Beanstandungen wohl als beseitigt angesehen werden können. Es sind also ergänzende Worte angebracht.

In den 37 Richtungsgleisen des Bahnhofs Lille—Délivrance, auf dem Einfahr- und Richtungsgleise in durchgehendem Gefälle liegen, sind nunmehr 60 Hemmschuhbremsen Deloison und zwar in drei Zonen eingebaut (Abb. 1). Die erste Zone (20 m lang) liegt 180 m unterhalb des durchschnittlichen Ablaufpunktes. Die zweite Zone (30 m lang) fängt 20 bis 35 m hinter der ersten an, die dritte (ebenfalls 30 m lang) 30 bis 35 m hinter der zweiten; diese 60 Bremsen sind zu drei Gruppen zusammengefaßt. (Gruppe A mit 21 Apparaten für Gleis 37 und 1 bis 20; Gruppe C mit 16 Apparaten für Gleis 21 bis 36; Gruppe B mit 23 Apparaten ist den beiden ersten vorgelagert

*) Kaempf, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnas, Heft 5, Jahrgang 83. — Wenzel, Verkehrstechnische ie, Heft 10, Jahrgang 22. — Wöhrl, Organ für die Fortte des Eisenbahnwesens, Heft 5, Jahrgang 83. — Dr. Frohne, n für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Heft 13, Jahr- 84.

und für sich dreimal unterteilt. Der der Gruppe A vorgelagerte Teil enthält 10 Apparate und zwar für die Gleise 37, 1 bis 3, 4 bis 6, 7 bis 8, 9 bis 10, 11, 12 bis 13, 14 bis 16, 17 bis 18, 19 bis 20, der der Gruppe C vorgelagerte enthält sechs Apparate für die Gleise 21 bis 22, 23 bis 24, 25 bis 27, 28 bis 30, 31 bis 33, 34 bis 36. Der dritte Teil wiederum vor diesen beiden und besitzt sieben Apparate für die Gleise 31 und 1 bis 10, 11, 12 bis 16, 17 bis 20, 21 bis 24, 25 bis 30, 31 bis 36). Jede Gruppe wird von einem Bremswärter bedient. Die Wagen durchlaufen also die Bremsgebiete zweier Bremser und unterliegen somit genauerer Beobachtung und exakterer Bremsung; denn die Maßnahmen des ersten Bremsers werden von dem zweiten überprüft und in gewissem Sinne verbessert*).

Hälften geteilt, zum leichten und schnellen Öffnen zwecks mittelbarer Verständigung. Das Dach kragt um 1,20 m i und schützt fast völlig gegen Sonnenstrahlen. Die drei Bre wärter können daher von ihrem erhöhten Standpunkt aus Vorgänge am Ablauf und in den Richtungsgleisen in der be und bequemsten Weise verfolgen. Sie sehen die Wagen b unter sich vorbeifahren und schätzen deren Geschwindig viel leichter und sicherer ab, als wenn sie, zwischen den Gle stehend, die Wagen spitz auf sich zulaufen sehen. Rech man hinzu, daß sie vor allen Witterungseinflüssen — Hi Kälte, Regen, Schnee und Sturm — bewahrt, durch nic behindert, in diesem Zimmer mit Glaswänden ihren Die versehen, während sie früher bei Wind und Wetter auf

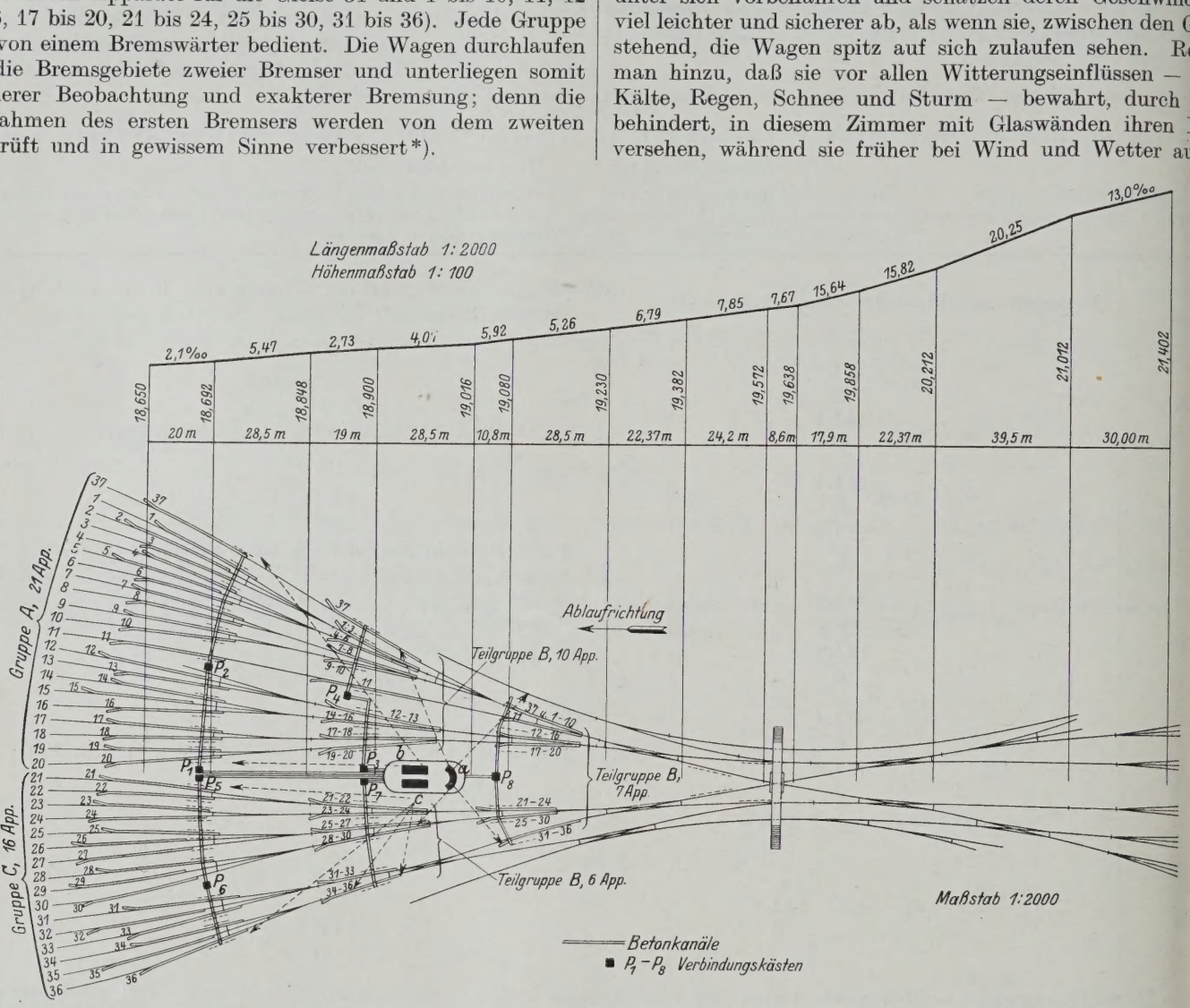



Abb. 1.

Wie häufig erst die Praxis die rechte Erkenntnis bringt, zeigte sich auch bei der Verteilung der Apparate auf die Gruppen. Es stellte sich eine zu große Inanspruchnahme der Gruppe B heraus, da die Gleise 31 und 33 und 34 bis 36 am stärksten belastet waren. Es wurden deshalb die Apparate für diese Gleise von der zweiten Zone abgetrennt und der Gruppe C zugeteilt.

Die Steuerungsapparate für die 60 Bremsen sind in einem Bedienungsraum vereint, der sich in einem Bremsturm befindet, welcher an der für die Übersicht günstigsten Stelle erbaut ist. Der Fußboden dieses Raumes ist 6,5 m, d. h. die Augenhöhe der Bremser $\sim$ 8 m über S. O. (Abb. 2).

Die Wände des Raumes bestehen aus großen Glasscheiben ($2 \times 2$ m), die durch ganz schmale Eisenbetonpfeiler voneinander getrennt sind. Je eine Scheibe auf jeder Seite ist in zwei

*) Laut von der französischen Bahn vorgenommenen Messungen kommt ein zweiachsiger Wagen mit einer Einlaufgeschwindigkeit von 9 m/Sek. und ein vierachsiger mit 6,50 m/Sek. nach 34 m auf der Bremse zum Stehen.

meistens nicht sonderlich guten Gleiszwischenwegen i Auslegen der Hemmschuhe hin- und herlaufen mußten durch das Bedienen mehrerer Gleise infolge des hierzu erfo lichen Gleisüberschreitens recht häufig in Lebensgefahr ka so bedeutet die Neuordnung eine beträchtliche Dienst besserung. Ferner darf nicht außer Betracht gelassen we daß Invaliden diesen Dienst versehen, die bislang im Betr dienst gar nicht oder nur nebensächlich beschäftigt we konnten. Um Tätigkeit und Verdienst zu behalten, kon sie ihren Pflichten mit um so größerem Eifer nach. Durch Hemmschuhbremsen ist somit eine weitere, sehr gute schäftigung für Beschädigte gefunden; sie ist also in so Hinsicht sehr bedeutsam, und überdies wird durch deren wendung Personalersparnis für die Verwaltung geschaffen. Fortfall sämtlicher früheren Nachteile und die unvergl lich günstigeren Arbeitsbedingungen, die Zentralisierung Spezialisierung (nur Geschwindigkeits-Abschätzung) hab beträchtliche Erleichterungen gebracht, daß trotz der grö Zahl der zu bedienenden Gleise die Arbeit von dem an

el geringeren Personal genauer als früher ausgeführt wird und ar in noch höherem Maße, als man es sich vorgestellt hatte. s haben die Wärter in der Bedienung der Bremse eine der- tige Fertigkeit erlangt, daß sie von den beiden Brems- recken-Wählvorrichtungen — die eine automatisch durch igereinstellung und die andere durch Betätigung einer ucktaste — nur die zweite, die ein höheres Feingefühl ver- ngt, aber grifflich einfacher ist, sogar bei Nacht gebrauchen

die Geschwindigkeit der Wagen beim Anfang der Bremsen größer ist, als man nach Schätzung glaubt (Abb. 3).

Wird in Blainville mit 1 m/Sek. bei Gegenwind von 2 bis 5 m abgedrückt, so erreicht ein 30 t-Wagen die Bremsen mit 7,1 m/Sek. Geschwindigkeit. Bei Windstille oder Rückenwind steigen diese Geschwindigkeiten noch. Nach Angabe der Ostbahn rechnet man mit Geschwindigkeiten von 8 bis 9 m/Sek. am Einlauf der Bremse und trägt keine Bedenken, die Hemm-

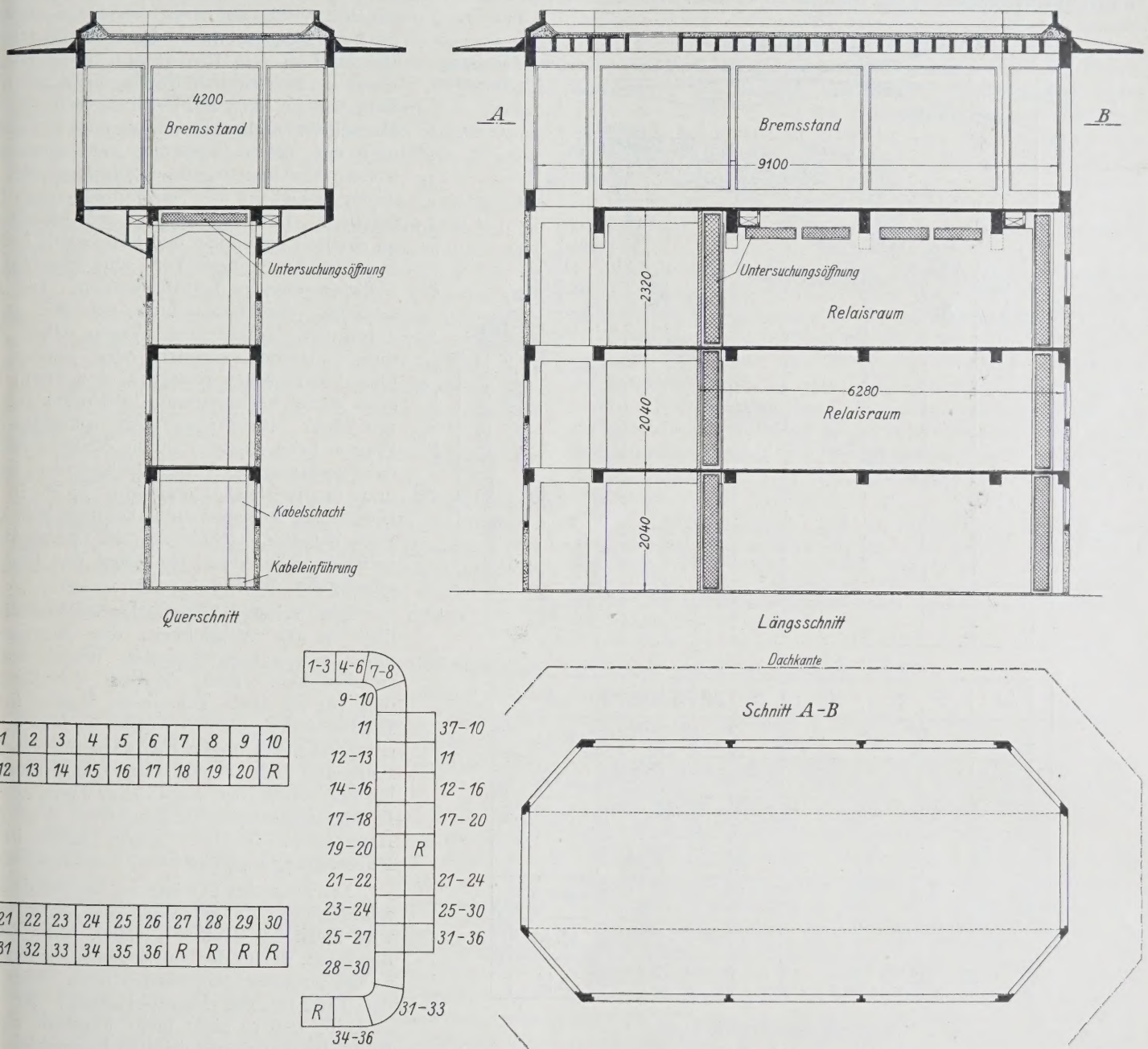



Abb. 2. Bremsturm.

l den beabsichtigten Hemmschuhweg mit minutiöser Ge- nigkeit einhalten. Wieder ein Beweis, bis zu welcher Voll- kommenheit die tägliche Übung führen kann!

Außer dem Liller Bahnhof mit im durchgehenden Gefälle enden Einfahr- und Richtungsgleisen ist auch ein Bahnhof Eselsrücken mit diesen Hemmschuhbremsen ausgerüstet, nlich Blainville. Hier liegen vier Bremsen von je 34 m ge am Fuß des Ablaufberges, 132 m unterhalb des Brech- ktes.

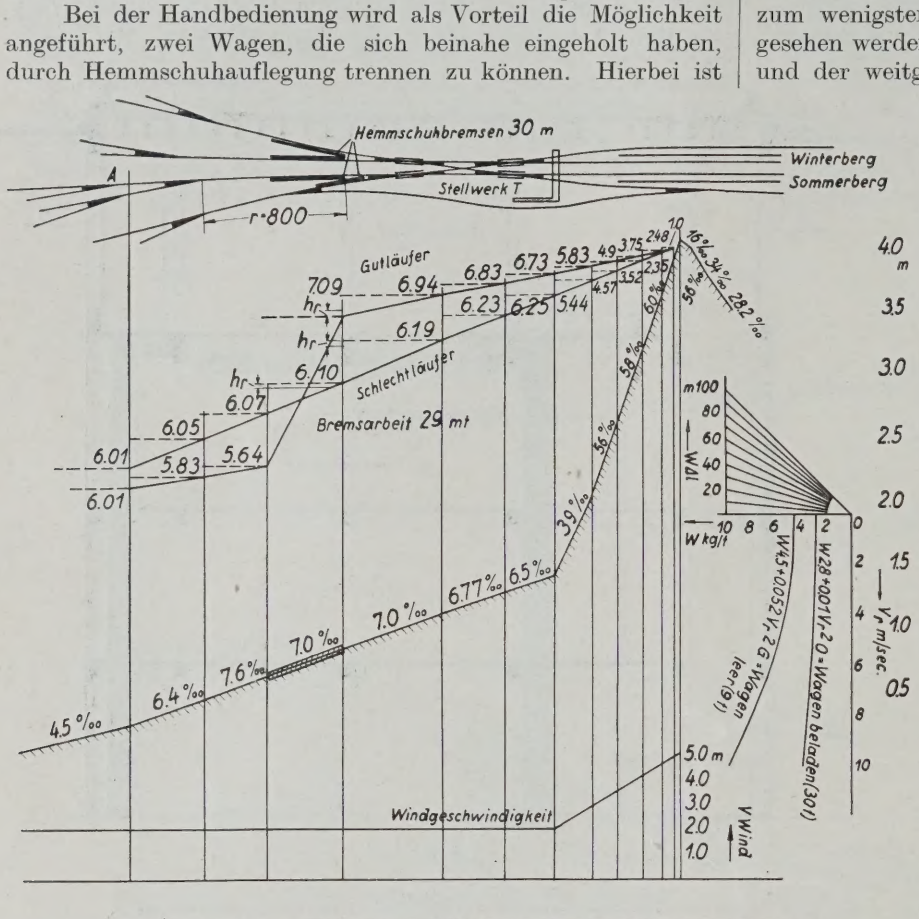
Aus den Zeitwegelinien dieses Bahnhofs ergibt sich, daß

schuhbremse bei diesen hohen Geschwindigkeiten zu verwenden. Der bisweilen geäußerte Einwand, daß die Hemmschuhbremse sich nur für geringe Geschwindigkeiten eignet, kann somit nicht aufrecht erhalten werden.

Auch ist auf beiden Bahnhöfen die Zahl der täglich ablaufenden Wagen nicht gering; in Lille täglich 3000 bis 4000 Wagen (maximal 4200 im September 1928), in Blainville 2500 bis 3000 (maximal 3300) Wagen, bei durchschnittlichen Gruppen von 1,3 bis 1,5 Wagen. Da für die Hauptzeiten mit einem Ablauf von fünf bis sechs Wagen/Min. (Lille) bzw.

sieben bis acht Wagen/Min. (Blainville) gerechnet wird, so sind hierin ebenfalls keine abweichenden Verhältnisse zu deutschen Bahnhöfen. Nach französischen Angaben könnten beide Bahnhöfe mehr leisten, indes ist der Anfall von Wagen nie größer gewesen. Der Genauigkeit halber sei bemerkt, daß in Blainville das erreichte Maximum 11,3 Wagen betrug.

Bei der Handbedienung wird als Vorteil die Möglichkeit angeführt, zwei Wagen, die sich beinahe eingeholt haben, durch Hemmschuhauflegung trennen zu können. Hierbei ist




| | 30 | 25 | 30 | 40 | 25 | 20 | 15 | 10 | 10 | 7,5 | 5 | Δl | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 6.01 | 6.05 | 6.07 | 6.10 | 6.19 | 6.23 | 6.25 | 5.44 | 4.57 | 3.52 | 2.35 | 1.0 | $V_1, V_2$ |
| | | 12.06 | 12.12 | 12.17 | 12.29 | 12.42 | 12.48 | 11.69 | 10.01 | 8.09 | 5.87 | 3.35 | $V_1+V_2$ |
| Schlechtläufer | 4.97 | 4.12 | 4.93 | 6.51 | 19.79 | 4.02 | 3.2 | 2.565 | 1.995 | 2.56 | 2.47 | 2.38 | $\Sigma \frac{2\Delta l}{V_1+V_2}$ Laufzeit |
| | 40.32 | 35.35 | 31.23 | 26.30 | | 15.77 | 12.570 | 10.005 | 8.01 | | | | |
| | | 2.16 | 2.41 | 2.19 | 1.37 | 0.98 | 0.73 | 0.55 | 0.42 | 0.26 | 0.11 | | Δt |
| Gutläufer | 5.06 | 4.37 | 4.71 | 5.69 | 18.42 | 3.63 | 2.95 | 2.39 | 1.86 | 2.28 | 2.41 | 2.87 | $\Sigma \frac{2\Delta l}{V_1+V_2}$ Laufzeit |
| | 38.25 | 33.19 | 28.82 | 24.11 | | 14.79 | 11.84 | 9.45 | 7.59 | | | | |
| | | 11.84 | 11.47 | 12.73 | 14.03 | 13.77 | 13.56 | 12.56 | 10.73 | 8.65 | 6.23 | 3.58 | $V_1+V_2$ |
| | 6.01 | 5.83 | 5.64 | 7.09 | 6.94 | 6.83 | 6.73 | 5.83 | 4.9 | 3.75 | 2.48 | 1.0 | $V_1, V_2$ |

Blainville, Sommerberg Ablauf.

Abb. 3.

zu berücksichtigen, daß nur in wenigen Fällen zwei Wagen unmittelbar hintereinander in dasselbe Gleis laufen, daher im allgemeinen ein größerer Abstand zwischen zwei Wagen besteht. Nur wenn ein Gutläufer einem Schlechtläufer folgt, kann das Einholen eintreten. Ob dann indes stets ein Hemmschuhleger gerade zur Stelle ist, und ob er wegen der hierbei möglichen großen Lebensgefahr den Hemmschuh noch unter den Wagen legt, darf zweifelhaft sein; denn woher kommen sonst die hinlänglich bekannten „leichten Rangierstöße" mit ihrem lauten Krachen, nebst Wagenbeschädigungen und Ladungsverschiebungen? Da diese Transportschäden einen großen Umfang angenommen haben, ist der Reichsverband de deutschen Industrie in diesem Jahre bei der Hauptverwaltun zwecks Behebung der Mängel vorstellig geworden.

Daß eine nachträgliche Verkürzung oder gänzliche Auf hebung der festgelegten Bremswege bei der Deloisonsche Hemmschuhbremse nicht möglich war, muß als Grundfehle zum wenigsten als ein ziemlich großer Schönheitsfehler an gesehen werden. Bei der glänzenden Beobachtungsmöglichkei und der weitgehenden Spezialisierung der Bremswärter mag die Notwendigkeit einer Änderung vielleich seltener nötig sein, als beim handbedienten Hemmschuh mit dem Stand zwischen de Gleisen. Erforderlich ist sie indes auf jede Fall, wie sie auch Dr. Frohne verlangt. De Fortschritt hat diese Forderung auch gemeistert und mit dieser Änderung sind gleichzeiti weitere Verbesserungen eingetreten. Bei de neuen Bauart ist das Verschubwägelchen fort gefallen. Der Hemmschuh ist unmittelba an das Seil gekuppelt und kann somit beliebi in seiner Lage durch Vor- und Rücklauf de Seilwindenmotors bewegt werden. Die Los kupplung des Hemmschuhs vom Seil erfolg durch den auffahrenden Wagen selbst. Au diesem Grunde konnten oder mußten di isolierten Strecken fortfallen, und hierin lieg eine große Verbesserung. Während bei de bisherigen Ausführung der schnellfolgend Wagen beim Eintritt in die isolierte Streck das vorfahrende Verschubwägelchen halte und damit den Hemmschuh nicht in di gewünschte Auslegestellung kommen ließ, kan jetzt der Hemmschuh auf der Bremsstreck beliebig weit, sogar bis unter das Rad de anrollenden Wagens fahren.

Ein weiterer Vorteil der Neuausführun liegt in der Möglichkeit, den Hemmschu unter einem festgebremsten Wagen heraus zubekommen. Sieht nämlich der Bremse daß ein zu stark gebremster Wagen in de Bremse stehen bleiben würde, so läßt er de entsprechenden Motor rückwärts laufen. D Kupplung in der Winde wird so lange rutsche bis der durch den Stoß beim Festsitzen de Hemmschuhs etwas zurückrollende Wagen de Hemmschuh freigibt, worauf dieser in d Ruhestellung ausweicht und das Gleis freigib

Die Frage der Erwärmung und der dadurc erforderlichen Auswechslung der Hemmschuh wird stark ins Treffen geführt. Nun ist z überlegen, warum der handbediente Hemmschu so oft ausgewechselt werden muß. Eben a der Tatsache der Handbedienung! Er wi so heiß, daß er nicht mehr angefaßt werd kann. Da den mechanisierten Hemmschuh ni mand in die Hand zu nehmen braucht, ist ohne Belang, wenn er heißer würde als der Handbedient Das ist indes nur unbedeutend der Fall, denn da die Eise masse viel größer ist, so wird die Erwärmung nicht konzentriert, ferner bleibt der Hemmschuh auch in Ruh stellung stets in Berührung mit den Schienen, so daß al die Wärmeableitung sehr viel günstiger ist. Außerdem zu berücksichtigen, daß eine solche Bremse nicht an Ste einer Starkbremse liegen und sämtliche Wagen bremsen so In Lille liegen sieben, in Blainville vier Hemmschuhe ein Stammes auf gleicher Höhe. Jeder einzelne wird daher n in größeren Unterbrechungen benutzt.

Tatsache ist, daß der Deloison-Hemmschuh bei scharfem etrieb auch in den stärkst befahrenen Weichen seinen Dienst r wenigstens 3×24 Stunden hintereinander tut. Grund erfür kann die richtige Führung, gute Wärmeableitung und r Chromstahl der Sohle sein, dessen Zusammensetzung ganz sonderer Art sein soll.

Das nicht seltene Abspringen des von Hand aufgelegten emmschuhs findet seine Erklärung z. T. in einem schlechten uflegen, einem schadhaften Hemmschuh oder einem ausfahrenen Rade. Der mechanisierte Hemmschuh ist zwangufig geführt, er kann nicht abspringen. Warum der gewöhnhe Hemmschuh vom Wagenrade gelegentlich überklettert rd, ist ziemlich ungeklärt, das dürfte aber z. Z. gleichfalls f obigen Fehlern beruhen. Bei dem mechanisierten Hemmhuh soll es weder in Lille noch in Blainville vorgekommen in; es mag an der einwandfreien, zwangmäßigen Führung s Hemmschuhs liegen.

Durch eine kleine automatische Vorrichtung an der Abeiche, bestehend aus einem vom Hemmschuh selbst geuerten Hebel mit Schmierkissen, kann man eine so regeläßige Schmierung des Hemmschuhs schaffen, wie sie bei andbedienung wohl kaum zu erreichen ist. Auch das stete einigen der Bremsschiene gelingt unschwer durch Anbringung es Schwabbels am Kopf des Hemmschuhs. Es ist vorteilhaft, esen Schwabbel im Winter mit Petroleum zu tränken, denn e Verwendung von Petroleum soll sich in Frankreich als recht aktisch herausgestellt und das Erwärmen der Hemmschuhe erflüssig gemacht haben.

Es darf somit gesagt werden, daß die neue Bauart eine stlos gelungene Mechanisierung darstellt.

Im Jahre 1924 ist mit dem Einbau der Bremsen in Délivnce angefangen worden, jährlich stieg die Zahl der Bremsen. n Jahre 1928 erfolgte der Betrieb mit 60 Bremsen. Die agenbeschädigungskosten im Jahre 1923 betrugen auf einen agen 0,144 frs., solange die Hemmschuhleger ebenso wie in eutschland drei bis vier Gleise zu bedienen hatten.

Für die folgenden Jahre fielen diese Zahlen ständig:

| | |
|---|---|
| 1924 | 0,087 frs. |
| 1925 | 0,057 frs. |
| 1926 | 0,036 frs. |
| 1927 | 0,011 frs. |
| 1928*) | 0,008 frs. |

Eine einwandfreie Wirtschaftlichkeitsberechnung aufzustellen, dürfte auf große Schwierigkeiten stoßen, weil zu viel Imponderabilien mitsprechen, wie schnellerer Wagenumlauf infolge nur noch geringer Rangierschäden. Ferner stellen sich die Einheitspreise bei der Ausrüstung eines Bahnhofs mit 60 oder gar 150 Bremsen bedeutend niedriger als bei Einzelanfertigung von drei bis vier Stück. Beachtenswert bleibt ferner die Tatsache, daß die französische Nordbahn mit den bisherigen Resultaten so zufrieden war, daß sie den im Bau befindlichen großen Rangierbahnhof Le Bourget gleichfalls mit rund 60 Bremsen ausrüsten will, und zwar sollte es anfänglich die alte Bauart sein. Nach Bekanntwerden und Erprobung der neuen Bauart wird dem Vernehmen nach diese verwandt werden.

Dr. Frohne sagte in seinem Aufsatz, daß die Bremskraft der mechanisierten Bremse wegen der größeren Gleitfläche sicher etwas größer ist als die der handbedienten. In obigem ist klargelegt, wie durch Änderungen in der Bauart der Bremse nunmehr sämtliche von Hand auszuführende Tätigkeiten mechanisiert sind, und wie durch günstigere Arbeitsverhältnisse und Spezialisierung der Bedienungsmannschaft die geistigen Tätigkeiten sich einfacher und einwandfreier erledigen lassen. Man kann somit sagen, daß die Überlegenheit der mechanisierten Hemmschuhbremse über den handbedienten Hemmschuh erwiesen ist.

*) Der Klarstellung wegen sei bemerkt, daß die Resultate auf der alten Bauart beruhen; die neue ist erst versuchsweise eingebaut. Ferner wird erwähnt, daß außer der Hemmschuhbremse auch andere Maßnahmen wie Rangierprämien eingeführt wurden, so daß die Herabminderung nicht allein zugunsten der Bremse zu buchen ist.

## Die Beseitigung kurzer Geraden zwischen gleichwendigen Bogen.

Von Reichsbahn-Amtmann **Höfer**, Altona.

Die Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahnesellschaft empfehlen zur Verbesserung der Linienführung schwierigen Fällen das Bogenausgleichverfahren nach alenz-Höfer (Anlage 7, Seite 46 oben).

Der Aufsatz von Reichsbahnrat Leisner in Heft 16, S. 273, s Jahrgangs 1929 veranlaßt mich, die Lösung der in der berschrift bezeichneten Aufgabe nach diesem Verfahren hier rzuführen.

Man gestatte die Vorbemerkung, daß die Bezeichnung Bogenausgleichverfahren" nicht ganz zutreffend ist. Nalenz t allerdings das Verfahren erdacht zur Ausgleichung der fälligen Krümmungsfehler eines verfahrenen Gleisbogens ch der Methode der kleinsten Quadrate durch zeichnerische rstellung. Er starb, ohne die Fruchtbarkeit seines Gedankens ll erkannt zu haben. Die Weiterentwicklung zu einem Verhren zur Absteckung von Gleisbogen aus Evolventenunterhieden, d. h. zur Lösung von Aufgaben, die weit über das alenzsche Ziel hinausgreifen, darf ich als meine Leistung Anspruch nehmen und schlage vor, es nunmehr kurz „Evolntenverfahren" zu nennen.

### 1. Ersatzbogen ohne Übergangsbogen.

Dem Gedankengange des anregenden Aufsatzes Leisners lgend werde zuerst gezeigt, wie sich die Lösung der Aufgabe ne Berücksichtigung von Übergangsbogen gestaltet. Des rgleichs wegen seien die Bedingungen die gleichen, die eichsbahnrat Leisner annimmt, also eine Zwischengerade von 120 m Länge zwischen zwei Bogen von 1700 und 700 m Halbmesser und eine Höchstverschiebung von 1,70 m.

Nach dem Evolventenverfahren stellen sich die Krümmungslinien (K-linien) der als fehlerfrei vorausgesetzten Bogen auf dem Millimeterpapier als schräge gerade Linien dar, die Zwischengerade aber als waagrechte Linie.

Die Abb. 1 ist auf $^1/_4$ der Urzeichnung verkleinert; das Quadratnetz stellt die Fünfzentimetermaschen des Millimeterpapiers dar. Die waagrechte Linie AB soll durch eine schräge Linie DE, die K-linie des gesuchten Vermittlungsbogens, ersetzt werden und zwar derart, daß die Dreiecke ACD und CBE inhaltsgleich werden. Der Inhalt liefert durch Auflösung in einen Flächenstreifen, d. h. bei Entwicklung der Summenlinie (S-linie) die Evolventenunterschiede, d. h. die Verschiebungsmaße. Er muß also gleich 1,7 (Höchstverschiebung) mal der Breite jenes Flächenstreifens sein, die nur von der Wahl des Maßstabes abhängt.

Bei praktischen Arbeiten ist es bequem und daher üblich, den Schienenstrang in 5 m-Abschnitte einzuteilen, die zur Herstellung der K-linie erforderlichen Pfeilhöhen an 20 m langen Bogenabschnitten zu messen, das Bild im Längenmaßstab 1:1000 aufzutragen und demgemäß den Flächenstreifen 5 mm breit zu wählen; man erhält dann die S-linie in dem verdoppelten Höhenmaßstab der K-linie.

Wählt man als Höhenmaßstab für diese Linie 1:10, so stellt die K-linie für den Bogen von $r_1 = 1700$ m Halbmesser sich der als eine Steigung, die für 10 cm Höhe 17 cm Schatten-

länge beansprucht; Die K-linie für den Bogen von $r_2 = 700$ m Halbmesser steigt auf 7 cm Länge um 10 cm. Die Zwischengerade von 120 m Länge erscheint als 12 cm lange Waagrechte.

Die größte Verschiebung v muß in diesem Beispiel in der S-linie als Höhe von 34 cm erscheinen, nämlich $\frac{1,7}{10} : \frac{1}{2}$ wegen des Höhenmaßstabs der K-linie 1:10 und der Breite des Flächenstreifens von ½ cm (34 cm im Maßstab 1:5 sind 1,70 m der Wirklichkeit).

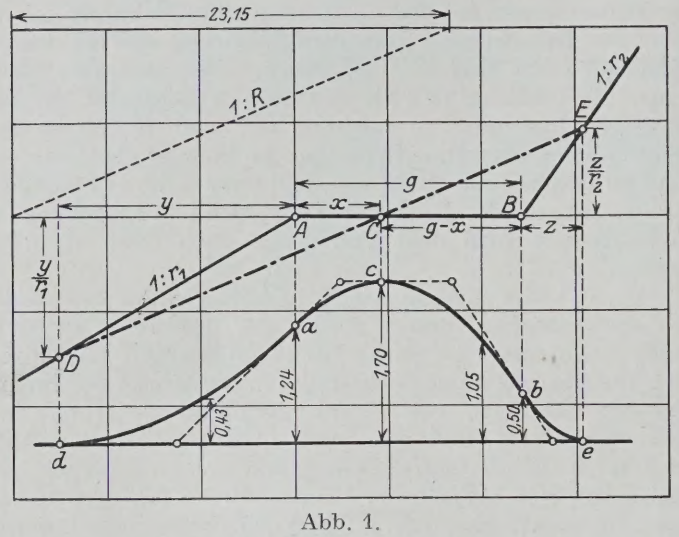



Abb. 1.

Bezeichnet: g die Länge der Geraden,
x den Abschnitt AC,
y die Schattenlänge von AD,
z die Schattenlänge von BE und
v die zulässige Verschiebung,
so sind die Abstände der Punkte D und E von der Waagrechten AB gleich $\frac{y}{r_1}$ und $\frac{z}{r_2}$.

Die Bestimmungsgleichungen lauten:

$$x \cdot \frac{y}{r_1} = (g - x) \cdot \frac{z}{r_2} = 2v \quad \ldots\ldots 1)$$

$$\frac{y}{r_1} : \frac{z}{r_2} = (x + y) : (g - x + z) \quad \ldots\ldots 2)$$

Gl. 2) sagt aus, daß DCE eine gerade Linie ist.

Aus Gl. 1) folgt:

$$y = \frac{2v \cdot r_1}{x} \quad \ldots\ldots 3)$$

und

$$z = \frac{2v \cdot r_2}{g - x} \quad \ldots\ldots 4)$$

Setzt man die Werte in Gl. 2), so entsteht:

$$\frac{2v}{x} : \frac{2v}{g - x} = \left(x + \frac{2v \cdot r_1}{x}\right) : \left(g - x + \frac{2v \cdot r_2}{g - x}\right) \quad \ldots 5)$$

und nach Hebung des linksstehenden Verhältnisses durch 2v die Produktengleichung:

$$\frac{1}{g - x} \cdot \left(x + \frac{2v \cdot r_1}{x}\right) = \frac{1}{x} \cdot \left(g - x + \frac{2v \cdot r_2}{g - x}\right) \quad \ldots 6)$$

Multipliziert man die Gleichung mit $x \cdot (g - x)$, so erhält man:

$$x^2 + 2v \cdot r_1 = g^2 - 2gx + x^2 + 2v \cdot r_2 \quad \ldots 7)$$

Daraus folgt:

$$2g \cdot x = g^2 - 2v(r_1 - r_2) \quad \ldots\ldots 8)$$

und

$$x = \frac{g}{2} - \frac{v}{g}(r_1 - r_2) \quad \ldots\ldots 9)$$

Die Gl. 9) stimmt mit der Gleichung für LD in dem Aufsatz von Leisner auf S. 274 rechts oben überein, wenn man die Gerade mit z und die Verschiebung mit f bezeichnet.

Man hat also zu rechnen nach Gl. 9):

$$x = 60 - \frac{1,7}{120}(1700 - 700) = 60 - 14,1667 = 45,8333$$

(= 4,58 cm der Zeichnung).

Sodann ist nach Gl. 3) und 4):

$$y = \frac{3,4 \cdot 1700}{45,8333} = 126,11 \; (= 12,61 \text{ cm der Zeichnung})$$

$$z = \frac{3,4 \cdot 700}{120 - 45,8333} = 32,09 \; (= 3,21 \text{ cm der Zeichnung})$$

Hiernach lassen sich die Punkte C, D und E ohne weitere in die Zeichnung eintragen; die Geradheit der Linie DC verbürgt die Richtigkeit der Rechnung.

Man schiebt die Steigung DE gleichlaufend durch eine Knoten der Netzteilung ab und erkennt aus der Schattenläng von 23,15 cm bei 10 cm Höhe (oben links in Abb. 1), daß de Halbmesser des Ersatzbogens rund 2315 m beträgt.

Man kann den Halbmesser schärfer bestimmen, indem ma

$$R = \frac{y + g + z}{\frac{y}{r_1} + \frac{z}{r_2}}$$

ausrechnet. Dies ergibt 2317,85 m gegenübe dem genauen Wert 2318,70 m aus der geometrischen Rechnun Die Abweichung erklärt sich aus der Längenänderung der un zuformenden Gleisstrecke durch die einseitige Verschiebun Auch diese läßt sich im Evolventenverfahren berücksichtige aber auf große Genauigkeit des Halbmessers kommt es praktis um so weniger an, als man ihn für die Absteckung gar nicl zu kennen braucht.

Die S-linie muß nämlich den im unteren Teil der Abb. dargestellten Parabelzug liefern, der sich ohne jede Rechnur zeichnen läßt. Der höchste Punkt c müßte bei Entwicklu der S-linie durch Abgreifen der Flächen in der K-linie in 5 m breiten Streifen 34 cm Abstand von der Grundlinie d e habe Man wird die Parabeln aber in diesem Falle nicht durch A greifen aus der K-linie sondern durch das bekannte Tangente verfahren darstellen, folglich kann man den Maßstab belieb ändern. Um nicht zu steile Formen zu erhalten, ist hier d Höhenmaßstab 1:20 gewählt, also 1,7 m = 8,5 cm der Zeichnun Die Endpunkte D und E werden nach d und e auf die belieb gewählte Grundlinie, C nach c auf die 8,5 cm höhere Waagrech herabgelotet. Die Brechpunkte des Tangentenzuges lieg erstens auf den Waagrechten durch d — e und c, zweitens den Mitten der Schattenlängen von DA, AC, CB und B Damit ist das Tangentengerippe festgelegt. Lotet man no A und B nach a und b auf diese Tangenten herunter u zeichnet nun den Parabelzug, so kann man die Verschiebung maße an jeder beliebigen Stelle als Höhen im Maßstab 1: der Zeichnung entnehmen. Einige Proben sind in Abb. beigeschrieben.

Will man einen Bogen von bestimmtem Halbmesser einlegen, so verlängere man nach Abb. 2 die K-linie des flach Bogens FA bis zum Schnitt C mit der K-linie des scharf Bogens BC und ziehe durch B eine Linie von der gewünscht Steigung 1:R bis zum Schnitt F mit der K-linie des flach Bogens. Fallen die Schnitte C und F so ungünstig, daß d Papier etwa nicht ausreicht, so verschiebt man AC und I gleichlaufend durch den Mittelpunkt von AB und verdopp die Höhen der Schnittpunkte. Schlimmsten Falls wird ei ganz kleine Rechnung zur Kenntnis der Abstände der Punk C und F von der Waagrechten AB führen. Damit erhält m die Inhalte der Dreiecke. Da die verschränkte Fläche ADB gleich Null werden muß, muß CDE = CAB werden. Da au DE ∦ FB werden soll, muß CDE ~ CFB werden. Demnac muß sich verhalten:

$$x^2 : a^2 = ABC : FBC \quad \ldots\ldots 4)$$

aus folgt:

$$x = a \sqrt{\frac{ABC}{FBC}} \quad \ldots \ldots \quad 11)$$

Den Wert a entnimmt man der Zeichnung. Dann liegt E der Gleichlauflinie zu AC im Abstand x, wobei unter and das Maß in der Richtung der senkrechten Netzlinien Millimeterpapiers zu verstehen ist. (Man kann ebensogut nkelrecht zu AC abgreifen; dann ist x auch winkelrecht.) Ist $r_1 = r_2$, dann liegt der Schnitt von DE mit AB mitten AB. Scheinbar kann man dann jede beliebige Steigung en, während der Halbmesser nach geometrischer Überg nicht größer als AB + 2 r werden darf. Die Frage dem kleinsten möglichen Halbmesser hat nur theoretische

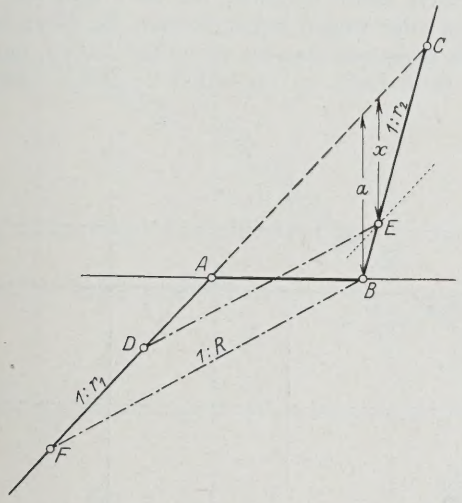



Abb. 2.

utung; ihre Untersuchung würde eine größere Abschweifung dern. (Kenner des Verfahrens seien daran erinnert, daß Ordinaten der K-linie Winkelmaße sind!)

## 2. Ersatzbogen mit Übergangsbogen.

Sollen Übergangsbogen eingeschaltet werden, so verschafft sich einen Näherungswert für R, da die Parabellängen R abhängig sind. Das kann, wenn eine bestimmte Verbung erreicht werden soll, in der Weise geschehen, die em ersten Beispiel gezeigt wurde. In praktischen Fällen man fast stets mühelos einen endgültig brauchbaren Wert ermitteln, indem man nach Augenmaß eine Steigung weichem Bleistift einträgt, die Inhalte der entstehenden cke überschläglich berechnet und vergleicht und die Eing entsprechend verbessert durch gleichlaufende Verbung oder Drehung. Sind die Dreiecke flächengleich, bt ihr Inhalt die Höchstverschiebung an. Der Hauptg des Evolventenverfahrens besteht gerade darin, daß auf den ersten Blick übersieht, welche Verbesserungsichkeiten überhaupt in Frage kommen.

In Abb. 3 seien EA und BH die Krümmungslinien für die n vom Halbmesser $r_1$ und $r_2$, AB eine Zwischengerade, ie K-linie für den Ersatzbogen vom Halbmesser R, der überschläglicher Ermittlung den besonderen Anforden des Falles genügt. Der Höhenmaßstab sei 1:10. (Die ldung ist auf $^1/_4$ der Urzeichnung verkleinert.)

Zur Wahl der Übergangsbogenlängen braucht man die e $\frac{R \cdot r_1}{R - r_1}$ und $\frac{R \cdot r_2}{R - r_2}$. Man entnimmt sie der Zeichnung, n man die K-linien durch zwei 10 cm übereinanderliegende knoten gleichlaufend verschiebt und die Schattenlänge im Schnittpunkt abliest. Die linke obere Ecke der Abb. 3 den Vorgang für R und $r_2$. Die Ablesung ergibt 1165 m Halbmesser. $r_2$ und R sind mit 750 und 2110 m abzulesen. Die Rechnung würde $\frac{2110 \cdot 750}{2110 - 750} = 1163{,}60$ m ergeben. In gleicher Art wird der Wert $\frac{R \cdot r_1}{R - r_1}$ gewonnen; damit kennt man die Schattenlängen, also auch die Pfeilhöhen der Parabeln, die in die Winkel ECF und GDH einzuzeichnen sind, also auch den Inhalt dieser Parabelwinkel ($= {}^1/_3$ Länge mal Pfeilhöhe).

Die Aufgabe ist damit zurückgeführt auf den an Abb. 2 erörterten Fall. Man hat den Inhalt des Dreiecks CED = ABC der Abb. 2 um den Unterschied der beiden Parabelwinkel zu vergrößern und dann nach Gl. 11) die Lage des Winkelpunktes zu errechnen. Die S-linie wird man zweckmäßig durch Ab-

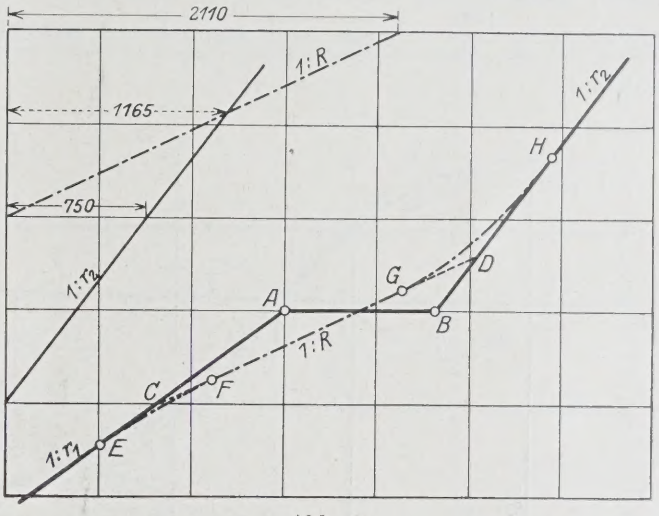



Abb. 3.

greifen aus der K-linie entwickeln; eine Darstellung nach Abb. 1 ist hier nicht angängig, weil die quadratischen Parabeln in der K-linie den gleichmäßigen Verlauf der S-linie stören (Einschlüsse kubischer Parabeln).

## 3. Praktische Beispiele.

Die bisher behandelten Aufgaben hatten fehlerfreie Bogen zur Voraussetzung. Die theoretisch richtigen Mittel und Wege versagen, wenn die Gleisbogen fehlerhaft sind, und das wird leider die Regel sein. Daß es unwirtschaftlich wäre, die Gleislage erst durch örtliche Verschiebungen zu berichtigen, um gleich danach die Linienführung zu verändern, bedarf kaum der Erwähnung. Besonders wertvoll muß ein Verfahren sein, das die Verbesserung der Linienführung zugleich mit der Berichtigung der von ihr nicht berührten Bogenreste vom fehlerhaften Bogen aus ermöglicht. Das leistet zur Zeit nur das Evolventenverfahren.

a) Ersatz einer Zwischengeraden durch einen Bogen.

Abb. 4 stellt zunächst die K-linie eines Rechtsbogens im Höhenmaßstab 1:20 dar (die Abbildung ist stark verkleinert, das Quadratnetz gibt die 5 cm-Maschen des Netzpapiers wieder). Die verkümmerte Zwischengerade von km 140,73 bis 140,77 soll verschwinden. Die Fahrgeschwindigkeit sei 60 km in der Stunde. Man zeichnet — vorläufig mit Bleistift — nach Augenmaß einen Verbesserungsentwurf und bestimmt durch Abschieben die Halbmesser. Der Bogen von etwa B bis E wird rund 450 m Halbmesser bekommen, er verlangt also 65 mm Überhöhung und einen Übergangsbogen von mindestens $0{,}065 \cdot 600 = 39{,}0$ m. Die Form der K-linie bei A läßt eine längere Parabel wünschenswert erscheinen, weil eine solche die Verschiebung verkleinern wird. Nach roher Zeichnung und Flächenabschätzung ist eine 60 m lange Parabel vorteilhaft. Für den zweiten Bogen von km 140,77

bis 140,9 mit rund 800 m Halbmesser und 35 mm Überhöhung würde nach § 8 [2] Obv. schon ein Übergangsbogen von 21 m Länge genügen; auch hier ist ein 60 m langer sehr gut unterzubringen. Das Zwischenstück wird etwa 1425 m Halbmesser erhalten. Bei G kann auf eine Parabel verzichtet werden, weil $\frac{R \cdot r}{R - r} = 1840$ m wird und ein solcher Bogen für 60 km Stundengeschwindigkeit nicht mehr überhöht wird. Beiläufig sei bemerkt, daß man zur Bestimmung der Längen von derartigen Übergangsbogen besser von den Überhöhungen als von den Halbmessern ausgeht. Der Bogen von 1425 m bekommt in diesem Falle noch 20 mm Überhöhung, also 15 mm weniger als der 800 m-Bogen. Es ist eine Rampe von 9 m Länge anzulegen, demnach eine Parabel von 10 m Länge erwünscht. Aber da $f = \frac{10^2}{24 \cdot 1840} = 2$ mm wird, kann darauf verzichtet werden.

b) Verschmelzung der Zwischengeraden mit anschließenden Bogen.

Abb. 5 zeigt dieselbe K-linie wie Abb. 4. Angenomm die Strecke solle mit 85 km Stundengeschwindigkeit befah werden, so muß der schärfste Bogen mindestens 50 Halbmesser und 115 mm Überhöhung haben, und der Ü gangsbogen soll, wenn möglich, 120 m lang werden. schräge Entwurfslinie für r=500 war zunächst in das eingetragen nebst einer aus der Hand gezeichneten Para Der Überschlag der Flächen mit dem Zirkel von A bis E erg daß bei E eine Verschiebung von rund 70 cm nach links n werden würde, in der Mitte der Strecke AE aber eine schiebung von rund 50 cm nach der rechten Seite. Sind d Verschiebungen nicht möglich, sei es wegen der Nähe Kunstbauten oder wegen hoher Kosten für Grunderwerb Erdarbeiten, so würde man zu versuchen haben, die Entwu eintragung nach links zu verschieben; damit hätte man

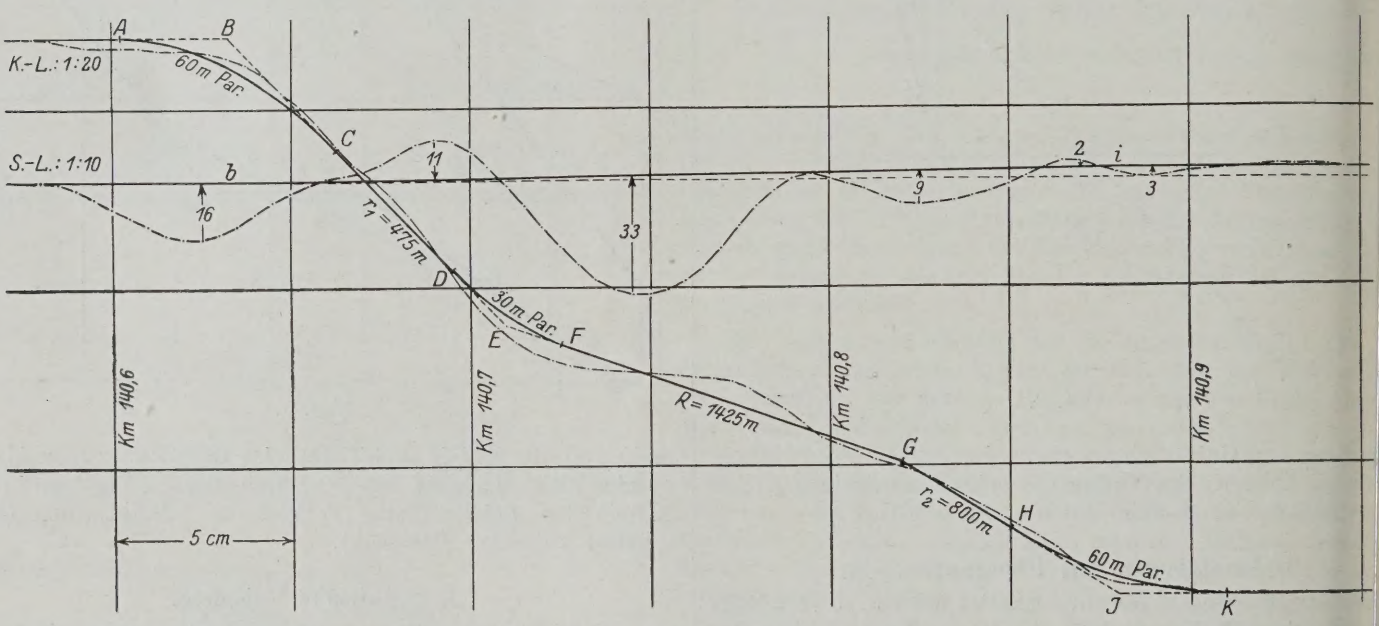



Abb. 4.

Dagegen bei E ist eine Parabel nötig; die Überhöhung wechselt von 65 mm auf 20 mm; die Rampe müßte 0,045 . 600 = 27 m lang werden. Man wird die Parabel 30 m lang machen (DEF).

Bevor man die S-linie zeichnet, überschlage man mit dem Zirkel die in 5 mm breite Streifen zerlegt gedachten Flächen; es genügt auch schon Abgreifen in vollen cm-Streifen, nur muß man dann das Ergebnis verdoppeln. Hat man in dieser Weise die verschränkte Fläche zwischen K-linie und Entwurf vom Anfang bei km 140,58 bis zum Schnitt bei 140,725 zu rund 35 cm ermittelt, dann wird man den Entwurf gut heißen, wenn diese Höchstverschiebung angängig ist und nicht etwa noch erheblich größer sein dürfte. Anderenfalls ist leicht ein günstigerer Entwurf gemacht, indem man das Mittelstück steiler oder flacher zeichnet.

Die S-linie zeigt einen kleinen Schlußfehler; sie endet nicht auf der gewählten Auftraglinie. Man verteilt die 3 cm auf die rund 300 m Gesamtlänge durch einen geraden Strich von b nach i, die auf den Lotlinien von B und J auf den Waagrechten durch die Endpunkte der S-linie liegen. Bei größerer Abweichung wäre ein Parabelzug zu zeichnen. Die (stellenweise beigeschriebenen) Abstände der S-linie von der Geraden b—i, bzw. dem etwa eingezeichneten Parabelzug, sind die Verschiebungsmaße im Maßstab 1:10.

Verschiebung bei E vermindert, dafür die in der Mitte von wo vielleicht reichlich Raum ist, vergrößert. Man hätte fe vielleicht versucht, die Parabel zu verkürzen, was schon r unwillkommen ist. Wenn diese Mittel nicht helfen, ist Bogen von 500 m nicht möglich, und die Fahrgeschwindi muß ermäßigt werden. Man erkennt jedenfalls in wen Minuten, was sich überhaupt machen läßt, während geometrische Verfahren, abgesehen von der umständli Voraufnahme erst nach völliger Durchrechnung der ga Änderung und oft erst nach ihrer örtlichen Absteckung z Erkenntnis führt, daß die Mühe umsonst war.

Sind die Verschiebungen bis hierher möglich, dann das Guthaben an positiver Fläche von selbst dazu, mit e zweiten geraden schrägen Strich bis zum Bogenende d zugehen. Dadurch wird an Stelle der zwei Bogen mit Zwischengeraden ein Korbbogen aus nur zwei Teilen ge und die Zwischengerade verschmilzt mit den inneren B enden. Die Abwägung der Flächen führte zu einer kl Änderung des ersten Bleistiftentwurfs, nämlich zu der i Abb. 5 dargestellten Steigung für einen 520 m-Bogen. Tangentenzug ergab die Brechpunkte B, D und G. Zei man in den Winkel bei B eine 12 cm lange Parabel A bleiben für die Schattenlänge von CD nur 2,5 cm übrig Zwischenparabel zum Übergang aus dem 520 m-Bogen in

m-Bogen kann nur 50 m lang werden, während der Über-
ngsunterschied von 115—55=60 mm eigentlich 60 m
penlänge erfordert. Da man aber nach § 7⁴ Obv. die
pe des 520 m-Bogens kürzen wird, werden 50 m Parabel-
e genügen. Hier liegt der gar nicht seltene Fall vor, daß
Kreisbogen ganz in Parabeln aufgelöst wird; der Halb-
er von 520 m wird nur in einem Punkte erreicht. Es ist
eine ideale Linienführung für eine Einschienenbahn
webebahn), die keiner Überhöhung bedarf. Für die Zwei-
nenbahn ergeben sich einige Schwierigkeiten, derer in
Oberbauschriften nicht gedacht ist.
Die Steigung für den 1120 m-Bogen wurde nur bis etwa
F ausgezogen und dann vor der Weiterarbeit an der
ie die S-linie von a bis f aufgetragen und bis h′ unter

Zum Schluß sei noch die Überhöhungsfrage berührt — als Anregung. Abb. 6 stellt in verzerrtem Maßstab die Rampenentwicklung für das Stück von A bis E der Abb. 5 dar. Die voll ausgezogene Randlinie stellt die ursprünglichen Rampen dar, deren Dachform bei C nicht beibehalten werden kann. Wollte man in sinngemäßer Anwendung des § 7⁴ Obv. die Strecke AE in drei gleiche Teile zerlegen, so müßte die erste Rampe schon bei 170:3=57 m abgebrochen werden —,— und da sie hier — zufällig — gerade 55 mm Höhe erreicht hat, würde die ganze Reststrecke bis E und weiter nur diese Überhöhung erhalten, obwohl bei C eigentlich 115 mm erforderlich wären.

Der äußerste Fall, an den bei Abfassung der Obv. gedacht worden sein kann, ist der, daß der Kreisbogenabschnitt a in

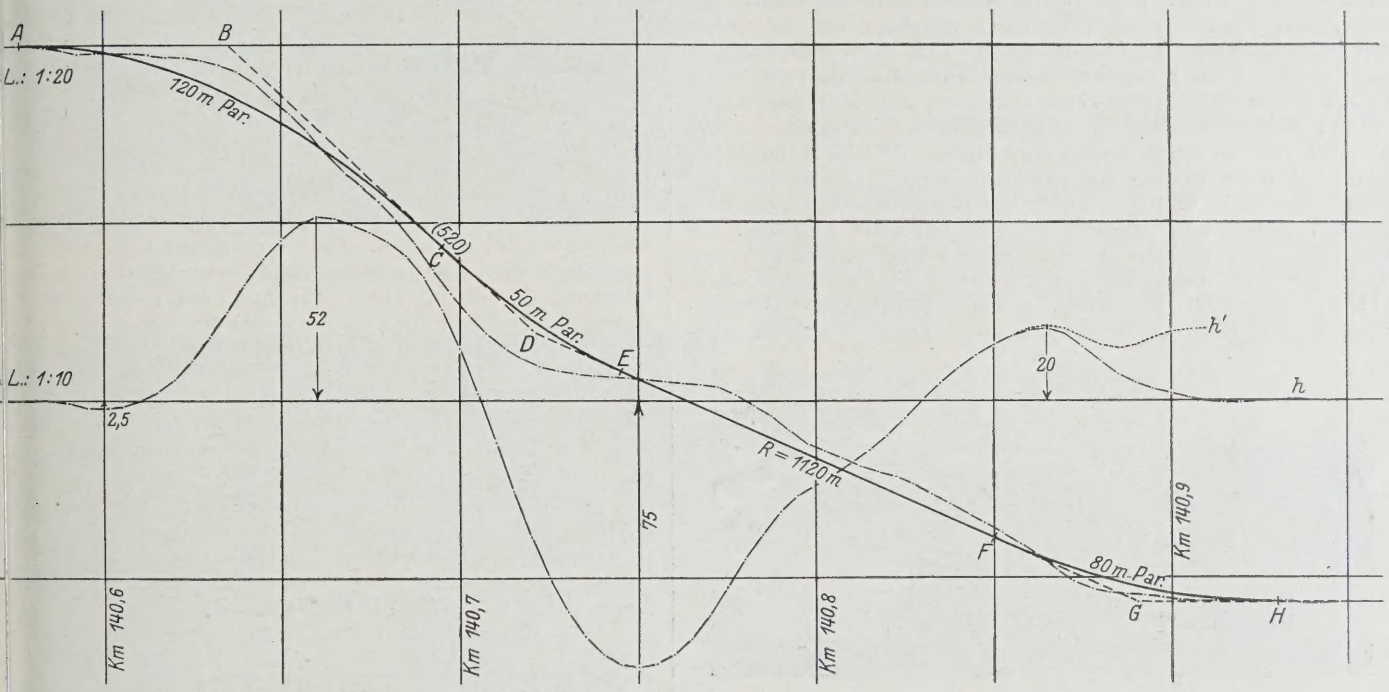



Abb. 5.

ndelegung des Tangentenzuges FGH als Entwurf vol-
t. Das geschah auf Grund folgender Überlegung: der
m-Bogen erhält 55 mm Überhöhung, eine Parabel von
ist ausreichend, aber eine längere wünschenswert. Den
raum, den die Vorschriften bieten, macht man sich zunutze,
der S-linie einen Parabelzug zu ersparen, der ja immer
ein Notbehelf ist, um Mängel des Augenmaßentwurfs
räglich zu beheben. Bei der Flächenschätzung ist die
rabelwinkel zu erwartende Fläche auf Grund einer rohen
agung mit berücksichtigt worden. Da nun der Endpunkt
m über der Auftraglinie liegt, müssen 2 cm in dem Winkel
untergebracht werden, um die S-linie auf die Auftraglinie
nken. Man hat zu rechnen:

$$f = \frac{l^2}{24} \cdot \frac{10}{11{,}2} = 2,$$

s folgt $l^2$=53,76 und l=rund 7,5 cm.
Eine 8 cm lange Parabel wird die Abweichung bei h′
ähr aufzehren. Eine solche wurde eingezeichnet und
h die S-linie bis h zu Ende gezeichnet mit dem erwarteten
g. Sie endet — zufällig — genau auf der Auftraglinie.
bstände der S-linie von dieser sind die Verschiebungsmaße
aßstab 1:10.

der Zeichnung zu § 7⁴ gleich Null ist, daß eine Dachform entsteht, deren Giebellot die Form in spiegelrechte Hälften teilt. Wendet man die Regel von der Dreiteilung hierauf noch an, so ermäßigt sich die Überhöhung auf $^2/_3$ ihres Sollbetrages.

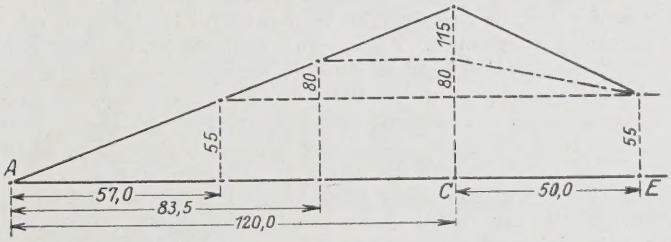



Abb. 6.

Weiter wird man nicht gehen dürfen. $\frac{2}{3} \cdot 115 = 77$ oder rund 80 mm werden bei 83,5 m Entfernung von A erreicht. Hier würde die Rampe abbrechen, die Überhöhung bliebe 80 mm bis C und sänke dann bei E auf 55 mm herab, wie die strichpunktierte Linie der Abb. 6 andeutet. Die Dreiteilung ist dann aber nicht erfüllt.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Kraftfahrzeugverkehr und Eisenbahn*).

Bei einer Betrachtung des allgemeinen Verkehrsbildes in Deutschland und in der Welt im Laufe des verflossenen Jahrzehnts tritt vor allem eine starke Zunahme des Kraftfahrzeugverkehrs hervor, der insbesondere heute dem großstädtischen Verkehr seine charakteristische Eigenart verleiht. Ende Juli 1929 stand Deutschland mit über $^1/_2$ Million Personen- und Lastkraftwagen, sowie etwa 600000 Krafträdern und sonstigen Zugmaschinen an fünfter Stelle des Weltkraftwagenbestandes. Anfang 1930 waren durch weitere starke Zunahme der Krafträder und Kraftwagen weit über eine Million Kraftfahrzeuge im privaten und öffentlichen Verkehr. Diese Zahlen werden 1929 nur übertroffen von denen Nordamerikas (Vereinigte Staaten), das mit rund 24,4 Millionen Kraftwagen an der Spitze steht, von Großbritannien und Irland (1,3 Mill.), Frankreich (1,08 Mill.), Kanada (1,06 Mill.). In der ganzen Welt liefen Ende 1928 rund zwei Millionen Krafträder; Deutschland steht hier nach England an zweiter Stelle, Amerika erst an vierter Stelle. Von Anfang 1914 bis Anfang 1929 ist die Zahl der Personen- und Lastkraftwagen in Deutschland auf das neunfache, in Frankreich etwa auf das zehnfache, in England auf das 7,5fache, in Amerika auf das 14,5fache gestiegen. In den Vereinigten Staaten entfällt 1929 ein Kraftwagen auf etwa fünf Einwohner; die entsprechenden Zahlen sind für Deutschland 111, Frankreich 38, England 35. Auf etwa 53 Einwohner Deutschlands kommt 1929 ein Kraftfahrzeug. Sehr verschieden hier-

Abb. 1. Personenomnibus mit Tubusaufbau.

von sind die entsprechenden Zahlen für deutsche Städte ausgerechnet. Hier stand Juli 1929 an erster Stelle München mit 27 Einwohnern je Kraftfahrzeug, dem erst in größerem Abstande die Reichshauptstadt mit 45 folgte.

Zu diesem Kraftfahrzeugbestand muß man noch die Größe des Durchgangsverkehrs vom Ausland hinzufügen, um ein Gesamtbild zu erhalten. Vom 1. Juli 1927 bis 1. Juli 1928 kamen durch deutsches Reichsgebiet rund 80000 außerdeutsche Personen- und Lastkraftwagen, d. h. 16% der entsprechenden deutschen Bestandszahlen. Vergegenwärtigt man sich an diesen Zahlen die Kraftverkehrsentwicklung der letzten Jahre und bedenkt dabei, daß als Fahrbahn ein nur wenig längeres und kaum besser befestigtes Straßennetz als 1913 heute für die etwa neunfache Verkehrsbelastung dienen muß, so wird begreiflich, daß im Laufe der Zeit ein Straßenbauproblem — mehr finanztechnisch wie rein bautechnisch — sowie ein Straßenverkehrsproblem entstanden ist.

In zunehmendem Maß hat das neue Verkehrsmittel den bestehenden Verkehrsträgern, hauptsächlich den Eisenbahnen, Verkehr entzogen und diese zu Abwehrmaßnahmen gezwungen, die allerdings ausschließlich gegen den öffentlichen Kraftwagenverkehr gerichtet sind. Im Vergleich zum privaten Kraftwagenverkehr tritt der öffentliche aber zurück. Die privaten Verkehrsleistungen sind zwar statistisch nicht zu erfassen, aber ihre Bedeutung z. B. im Personenverkehr kann man an folgendem ermessen: Am 1. Juli 1928 standen rund 350000 private Personenkraftwagen etwa 10000 Personenomnibussen im öffentlich Verkehr gegenüber; selbst bei nur durchschnittlich zwölffac Besetzung eines Omnibusses gegenüber einem Personenkra wagen bedeuten diese Zahlen viel. Der auf Privatwagen gewanderte Personenverkehr ist außerdem für eine Eisenba als endgültig verloren zu betrachten, da er durch keine Ta maßnahme oder Verkehrsverbesserung einer Bahnverwaltu zurückgewonnen werden kann.

Der öffentliche Kraftwagenverkehr, von dem in folgend nur die Rede sein soll, umfaßt Personen- und Güterverkehr zwar beide als Überland-(Fern)Verkehr und Nahverkehr. wird geregelt durch das Reichsgesetz über den Verkehr mit Kra fahrzeugen (1923), die Reichsverordnung über den Kraftfahrze verkehr (1928), das Reichsgesetz über Kraftfahrzeuglinien (19 die Kraftfahrlinienverordnung (1928), das Kraftfahrzeugsteu gesetz (1927).

Im Personenverkehr und zwar im Überlandverk hatte zuerst die deutsche Reichspost als Ersatz ihrer alten Pfer posten Kraftfahrzeuge in den Dienst gestellt; der Bestand von 315 Kraftomnibussen (1913) auf rund 2800 Ende 1927 die Länge der betriebenen Linien von rund 3000 km rund 32000 km gestiegen. Der Wirkungsgrad des Beförderun geschäftes, d. h. das Verhältnis beförderter Personen je Omnib kilometer ist von 0,7 (1913) auf 1,05 (1927) verbessert wor Neben der Post sind hauptsächlich von den durch Reich, Länd und Kommunen finanzierten Kraftverkehrsgesellschaften, heute zu dem Verband Deutscher Kraftverkehrsgesellscha zusammengeschlossen sind, seit etwa zehn Jahren öffentl Personenkraftwagen-Überlandverkehre eingerichtet. Mit 1 Kraftomnibussen wurde 1928 auf rund 6000 km Streckenlä ein Wirkungsgrad der Beförderung von 1,89 erzielt.

Im Personen-Nahverkehr betreiben heute Städte, Straß bahnen und Omnibusgesellschaften in sehr großem Umfa Omnibuslinien. Bemerkenswert ist ein Versuch der Stadt W baden, die kürzlich ihren gesamten Straßenbahnbetrieb Autobusbetrieb umgestellt hat.

Die Deutsche Reichsbahn begegnet der neuen Konkurr indem sie außer Verbesserungen in ihrem eigenen Betrieb besonderen Tarifmaßnahmen mit den Kraftverkehrsgesellscha Verträge über Zusammenarbeit abschloß (Eisenbahnkraftwa verkehre). Neuerdings ist dies Verhältnis gelockert wor beide Parteien wollen in eigener Regie ohne gegenseitige K kurrenz, aber auch ohne vertragliche Bindung ihre Kraftl linien betreiben. Seit kurzem ist ebenfalls zwischen Reichsb und Reichspost eine Zusammenarbeit auf diesem Gebiete getreten. Auch alle Privatbahnverwaltungen lassen sich h die Pflege des Kraftwagenverkehrs angelegen sein.

Die zunehmende Verwendung von Omnibussen bra eine stetige Verbesserung seiner Konstruktionen mit sich, heute mit der Einführung der riesenluftbereiften Sechsradw mit freier Radbeweglichkeit durch Anordnung von Schv achsen bei geringem Eigengewicht, Ersatz des Holzaufb durch Stahlspantenaufbau, Verwendung von Untergestellen tiefliegendem Rahmen zur Erzielung niederer Schwerpunk und bequemen Ein- und Aussteigens durch Mitteltüren be diegenster Innenausstattung, einen sehr hohen Grad der Vollen erreicht haben. In Amerika und England sind sogar für Personenschnellverkehr über große Entfernungen bei Nacht, von London nach Newcastle (10 Stunden), Schlafautobusse Betten für zwölf Personen und der Bequemlichkeit eines mode Schlafwagens der Mitropa ausgestattet im Betrieb.

Im Güterverkehr wird der Lastkraftwagen von Kraftverkehrsgesellschaften allein als auch gemeinsam mit Reichsbahn in Eisenbahnkraftwagenverkehren, von denen 43 mit 1400 km Streckenlänge in Betrieb waren, einge 250000 t Gut, d. h. die Verkehrsmengen von 500 Güterzüge je 50 mit je 10 t ausgelasteten Wagen wurden mit einem Wirk grad von 0,24 t je Lastkraftwagen/km befördert. Die Beförde hochwertiger, eilbedürftiger Güter im Nahverkehr (rund 5 und zwar möglichst vom Haus des Absenders zum Haus

*) Die statistischen Angaben sind aus der Zeitschrift „Wirtschaft und Statistik" der betreffenden Jahre entnommen.

apfängers mit dem Vorteil größerer Sicherheit für das Gut olge des wegfallenden, sonst nötigen Umladegeschäftes am huppen, ist das gegebene Arbeitsfeld des Lastkraftwagens. rüber hinaus ist er auch planmäßig vereinzelt für bestimmte ten des Gutes im Fernverkehr eingesetzt worden, z. B. auf der senbahnkraftwagenlinie Leipzig—Berlin mit 180 km; dies gehört loch zu den Ausnahmen, wenn bei besonderem Eilwert eines ites die etwa auf $^1/_4$ verkürzte Beförderungsdauer gegenüber der hn von ausschlaggebender Bedeutung ist.

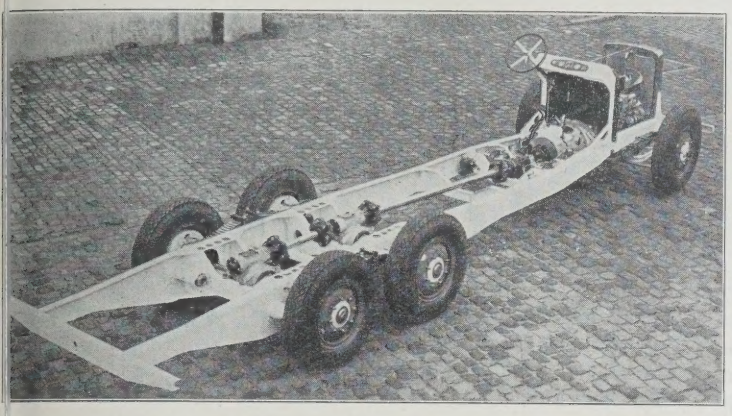


Abb. 2. Fahrgestell eines Sechsradwagens.

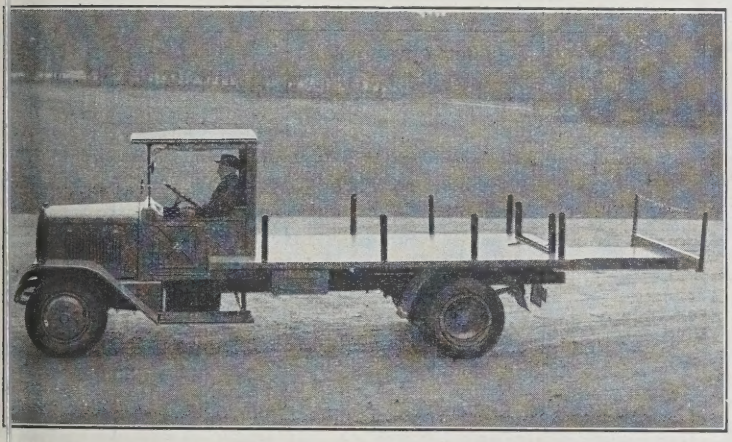


Abb. 3. Lastkraftwagen für Langgut.

Mit zunehmenden Anforderungen ist auch die Vervollmmnung des Lastkraftwagenbaues fortgeschritten, und beiders deutsche Firmen sind auf diesem Gebiete führend. An uzeitlichen Bauarten seien nur die offenen und bedeckten luftreiften Wagen für 2 bis 5 t Last für alle Arten von Gütern, Spezialwagen (Kipper) für Schüttgut, Kesselwagen, Langgutgen usw., alle mit mechanischen und Druckluftbremsen ausrüstet, genannt. Die Erkenntnis, daß mit wachsendem Fassungsrm der Transporteinheit die Wirtschaftlichkeit des Transportes chst, hat zur Verwendung des 15 t-Lastwagenzuges (Motorgen mit einem oder mehreren Anhängern) geführt.

Bei einer Betrachtung der heutigen Verkehrsverhältnisse ennt man, daß aus der ursprünglichen Frage: Bahn oder aftwagen heute die Erkenntnis Bahn und Kraftwagen geworden Massentransporte im Personen- und Güterverkehr auf mittlere d große Weiten müssen und werden aus technischen und volksrtschaftlichen Gründen stets den normal- und schmalspurigen hnen als Hauptverkehrsträgern verbleiben; dagegen wird zum ecke der Verbesserung von Nahverkehrsbeziehungen und sonders zum Anschluß abseits liegender Wirtschaftsgebiete Hauptverkehrsadern der Omnibus und Lastkraftwagen zweckßig verwendet. Besonders wird die volkswirtschaftlich wichtige schleunigung des Güterumlaufs eiliger Güter auf nahe Entnungen durch Verkürzung der Fahrzeit und Möglichkeit des n Haus zu Haus-Verkehrs gefördert. Die Bahn wird von einem für sie nicht sehr wirtschaftlichen Verkehr befreit und ihr Wagenpark entlastet.

Die Zusammenarbeit aller Verkehrsmittel entbehrt heute noch in Deutschland der nötigen Einheitlichkeit in der Organisation und vor allem der Gleichheit der rechtlichen und volkswirtschaftlichen Pflichten und Lasten als Grundlagen; es sei nur an Tarifzwang und Haftpflicht der Bahn erinnert, die man beim Kraftwagen nicht kennt. Hier Wandlung zu schaffen, ist eine bedeutsame verkehrswirtschaftliche Aufgabe, wenn man bei gerechter Abgrenzung der Arbeitsgebiete beide Verkehrsmittel im Interesse der Allgemeinheit arbeiten lassen will.

Spamer.

Literaturverzeichnis.

Dr. Ing. Heinrich: „Die Wettbewerber der Reichsbahn, insbesondere der Kraftwagen.“ Verkehrswissenschaftliche Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Reichsbahn, Berlin 1929.

Reichsbahn und Kraftwagenverkehr, herausgegeben von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, Hauptverwaltung, Berlin, Januar 1930.

## Schneesturmwarnungen auf der Riksgräns-Bahn Kiruna-Narvik.

Seit 1903 rollen die Eisenbahnzüge mit Millionen Tonnen der für die deutschen Hochöfen unentbehrlichen schwedischen Eisenerze von der Station Kiruna durch unwirtliche Wüsten und das lappländische Hochgebirge nach dem am Ofotenfjord gelegenen norwegischen Verschiffungshafen Narvik über die eigens dafür erbaute 170 km lange Eisenbahn, auf welcher sie während des Winters Schneestürmen ausgesetzt sind, die nicht selten den ganzen Verkehr stillegen. — Diese Gefahr, welche besonders die 27 km lange Strecke zwischen den Stationen Björkilden und Riksgränsen heimsucht, und bestimmte Abschnitte zwischen den Stationen Vassijaure und Kopparåsen betrifft, nach Möglichkeit abzuschwächen, hat man seit 1927 mit Erfolg die meteorologische Forschung angewendet, um rechtzeitig über das Herannahen eines Schneesturmes unterrichtet zu sein und Abwehrmittel und Personal in Bereitschaft halten zu können. Man hat zu diesem Zwecke auf der östlich Björkilden gelegenen Station Abisko Hilfszüge zusammengestellt, welche nach Eintreffen der telegraphischen bzw. Funkspruchmeldung abgelassen werden können. — Die staatliche meteorologisch-hydrographische Anstalt, welche seit dem 1. Januar 1930 ein Observatorium in Riksgränsen unterhält, läßt außer den täglichen Wetterberichten noch besondere Sturmwarnungen an die Stationen Kopparåsen, am Ende des den Schneestürmen meist ausgesetzten Teiles jener Bahnstrecke, und Kiruna, von welcher der Befehl zur Abfahrt der Hilfszüge erteilt wird, und Abisko aussenden. — Bei der großen wirtschaftlichen Bedeutung des Erzbergbaues für Schweden ist es notwendig, die meteorologisch-hydrographischen Vorgänge in diesem Bahngebiete eingehend zu studieren, weil es sich herausgestellt hat, daß in dem von der Riksgränsbahn durchschnittenem Gebirge lokale Verhältnisse herrschen, welche in den täglich erscheinenden Wetterberichten nicht zum Ausdruck kommen. Aus diesen Gründen waren auch die obengenannten Stationen angewiesen, auf den ihnen zugehenden Telegrammen ihre eigenen Beobachtungen über Entstehung und Verlauf jedes Schneesturmes zu verzeichnen, um der Zentralstelle Material für ihre Sturmwarnungen zuzuleiten.

Im allgemeinen werden die Stürme von Zyklonen hervorgerufen, welche sich in nördlicher Richtung längs der norwegischen Westküste bewegen oder nach dem mittleren Schweden verschieben. Diese beiden Arten von Zyklonen sind die Haupttypen für die Wetterlagen, welche im Zusammenhang mit den Schneestürmen im Zuge der Riksgränsbahn stehen und nicht nur die gewöhnlich auftretenden, sondern auch die schwersten und am längsten andauernden Stürme mit sich führen. — Ein Vergleich beider Typen zeigt, daß die Niederschlagsmenge bei östlichen Schneestürmen durchschnittlich nur 1,3 mm beträgt und die dabei eintretenden Verkehrsstörungen hauptsächlich durch Treibschnee hervorgerufen werden und von dessen Zusammenhalt und der Dicke der Schneedecke vor Ausbruch des Sturmes abhängen. Bei dem kalten Wetterumschlag, welcher dabei eintritt, ist der

Schnee trockener und härter als bei den westlichen Schneestürmen mit mildem Wetter. Die Dicke der Schneedecke ist die Summe oder der Unterschied zwischen Treibschnee und Neuschnee. Eine Berechnung der durch Schneesturm hervorgerufenen Veränderung der Schneemenge für einen bestimmten Teil der Bahnstrecke bietet daher große Schwierigkeiten.

Keine Wetterlage gleicht der anderen, weshalb eine Einteilung der Zyklone nur in gewissen Grenzen erfolgen kann. — Von 36 Schneesturmwarnungen vom März 1927 bis April 1928 waren 60% richtig; von den übrigen 40% waren viele zu spät erfolgt oder von gar keinem Sturm begleitet. Daneben traten aber auch Stürme auf, für welche keine Warnung ergangen war.

Aus „Teknisk Tidskrift"-Stockholm, Jahrg. 60, Heft 1.

Z.

# Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

## Versuche an verschweißten Eisenbahngleisen.

Die dänischen Staatsbahnen haben die Steifigkeit verschweißter Schienenstränge gegen seitliches und senkrechtes Ausbiegen untersucht, und zwar an gewöhnlichen Gleisen und an Gleisen, die durch Anbringen alter 30 kg-Schienen verstärkt worden waren. Es zeigte sich, daß bei den gewöhnlichen Gleisen der Temperaturunterschied nicht höher als 20 bis 30 Grad sein darf, dem verstärkten Gleis hingegen können, wie man aus den Versuchsergebnissen schließen kann, bis 60 Grad Temperaturunterschied zugemutet werden. Diese größere Steifigkeit gegen wagrechtes und senkrechtes Ausbiegen beruht auf der größeren Reibung zwischen Bettung und den Verstärkungsschienen und auf dem höheren Gewicht selbst. Man kann also nach diesen Ergebnissen derartig verstärkte Gleise in beliebiger Länge schweißen*).

Die Anordnung von Verstärkungsschienen hat ferner den Vorzug, daß die Bettung schmäler gehalten werden kann als beim gewöhnlichen Oberbau, da der Schotter von ihnen am seitlichen Ausweichen verhindert wird. Die Ersparnisse an Schotter wiegen die Mehrkosten für die Verstärkungsschienen wieder auf. (Teknisk Ukeblad, August 1929.)

## Die Verwendung von Betonschwellen.

Im Verlaufe des neunten internationalen Eisenbahnkongresses in Rom im Jahre 1922 ist die Frage über die Verwendungsmöglichkeit von Eisenbetonschwellen eingehend geprüft worden. Von dem Kongreß wurde folgender Schlußbericht angenommen: „Es erscheint wünschenswert, die Versuche mit Eisenbetonschwellen beim Bahnbau fortzuführen. Sollten sie sich zum Einbau bewähren, würden sie einen vorzüglichen Ersatz der Holzschwellen darstellen und zum Vorteil der Eisenbahnverwaltungen die Preisbildung der Holzschwellen günstig beeinflussen."

In der Sitzung des elften internationalen Eisenbahnkongresses wurde die Verwendung von Beton und Eisenbeton beim Bahnbau erneut geprüft. Aus den eingegangenen Antworten der schweizerischen Bundesbahnen, der italienischen Staatsbahn, der großen französischen Eisenbahngesellschaften, der spanischen Nordbahnen und einigen kleineren Verwaltungen ist in der Entwicklung seit 1922 folgendes festzustellen:

Zur einwandfreien Befestigung der Schwellenschrauben in den Eisenbetonschwellen werden vielfach Hartholzdübel verwendet. Zwischen der Schwellenauflagerfläche und dem Schienenfuß werden Holzplättchen eingebaut. Die Schwellenmitte wird fast allgemein durch Anlage eines Grabens im Schotterbett hohl verlegt.

Aus folgender Übersicht ist die eingebaute Schwellenzahl sowie die Schwellensorte zu entnehmen.

| Bahnnetz | Schwellenbezeichnung | Einbaujahr | Eingebaute Stückzahl |
|---|---|---|---|
| Spanische Nordbahnen | 2 Arten | 1902 | 36 |
| | | 1924 | 36 |
| Italienische Staatsbahn | F. S. XI 5° | 1907/13 | 300 000 |
| | Ingenieur Lolli | 1917/18 | 2 000 |
| | Valeri 2 Arten | 1925 | 1 000 |
| | Desgleichen in Arbeit | — | 7 500 |
| | Blochets F. S. 1925 in Arbeit | — | 170 000 |
| | 11 Arten zusammen | 1920/26 | 356 |
| Schweizer. Bundesbahnen | C. F. F. einfach | 1910/18 | 1 000 |
| | 3 Arten | 1918/24 | 901 |
| Elsaß-Lothringen | 3 Arten | 1908, 1924 | 445 |
| Franz. Ostbahngesellschaft | Vagneuxschwelle | — | 1 200 |
| | C. O. T. R. A. B. | in Ausführ. | 5 000 |
| | 4 Arten | 1922/24 | 2 745 |
| Franz. Nordbahngesellschaft | Calot abgeändert | seit 1926 | 41 550 |
| | Blochets-Calot | „ 1926 | 10 200 |
| | Vagneux | „ 1925 | 7 350 |
| | Blochets-Vagneux | „ 1925 | 2 150 |
| | Châssis-Vagneux | „ 1925 | 500 |
| Paris-Lyon-Mittelmeerbahn | Vagneux | — | 24 000 |
| Paris-Orleansbahn | Calot | seit 1909 | 140 000 |
| | Blochets-Calot | — | 60 000 |
| | 2 Arten | — | 110 |
| 7 verschied. Bahnnetze | Vagneux | 1927/28 | 3 865 |
| | 7 Arten | 1910, 25/28 | 952 |

Außerdem ist aus den eingegangenen Berichten noch folgendes zu entnehmen:

Die meisten Verwaltungen haben keine Schwellensorte vollkommen verworfen. Bei den meisten wurden im Laufe der Zeit Verbesserungen vorgenommen zur Beseitigung der Mängel an den schwachen Stellen.

Die verworfenen Arten wurden aus Nachlässigkeits- oder Bequemlichkeitsgründen aufgegeben.

Die Orleansbahn hat mit den Calotschwellen gute Erfahrungen gemacht. Dort werden nur mehr Schwellen mit einem Gewicht von 300 kg hergestellt im Mischungsverhältnis von 300 kg Zement, 400 l Sand und 900 l Kleinschlag. In Bögen von kleineren Halbmessern als 500 m tritt bei den Schwellen nach kurzer Zeit 6 bis 8 mm Spurerweiterung ein durch Zusammendrücken der Holzzwischenlagen im äußeren Schienenstrang.

Mehrere Verwaltungen kündigen neue Verbesserungen und Ausführungsarten an. Über die zulässige Belastung und Fahrgeschwindigkeit, sowie über die Art des Schotterbettes gehen die Meinungen weit auseinander. Einige Gesellschaften lassen Betonschwellen nur in Nebenbahn- und Nebengleisen zu, andere schließen sie bei kleinen Kurvenhalbmessern aus, andere wieder haben in Schnellzugsgleisen gute Erfolge erzielt.

Die angegebenen Preisunterschiede sind sehr groß. Das ist darauf zurückzuführen, daß die Herstellungskosten für eine geringe Schwellenzahl verhältnismäßig viel höher sind als bei Massenbezug. Eine statische Berechnung wurde von keiner Verwaltung angegeben. Zur Vermeidung von Brüchen in der Schwellenmitte werde „Gräben" in der Gleisachse freigehalten. Die Verlegung wird fast durchwegs auf gut gedichtetem und abgeglichenem Schotterbett vorgenommen.

Zusammenfassend kann aus den eingelaufenen Berichten folgende Schlußfolgerung gezogen werden:

Von der großen Zahl der hergestellten Schwellensorten aus Eisenbeton wurden einige aufgegeben; andere haben zu kurze Liegedauer, so daß ein abschließendes Urteil über ihre Wirtschaftlichkeit noch nicht gefällt werden kann.

Die Gestehungskosten und Verlegungskosten sind höher als bei Holzschwellen. Es kann jedoch schon angenommen werden, daß die Unterhaltungskosten auf schwach belegten Strecken bedeutend geringer sind und die Lebensdauer länger ist als bei Holzschwellen, so daß sich der Einbau wirtschaftlich rechtfertigen läßt.

Die nächsten Versuche erstrecken sich hauptsächlich auf die Befestigungsmöglichkeit der Schiene auf der Schwelle, sowie auf die Zusammensetzung des geeignetsten Schotterbettes.

Scherer.

*) Vergl. a. Ammann und von Gruenewaldt, „Längskräfte im Eisenbahngleis", Z. Bd. 73 (1929) Nr. 5, S. 157.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

# rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**. Jahrgang** | **1. Mai 1930** | **Heft 9**


## gebnisse des elektrischen Zugbetriebes auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken *).


Von Reichsbahnrat **Lang**, Berlin.


Nachdem am 11. Juni 1928 die ersten elektrischen Triebgenzüge auf der Stadtbahn und auf den anschließenden rortstrecken nach Potsdam und Erkner eingesetzt worden ren, sind nach und nach alle Dampfzüge auf dem ganzen ktrisierten Netz durch elektrische Züge ersetzt worden. volle elektrische Zugbetrieb war am 15. Mai 1929 durchührt. Von diesem Zeitpunkt an fahren die elektrischen ge, deren Geschwindigkeit beim gemischten Zugbetrieb sich h der Geschwindigkeit der Dampfzüge anpassen mußte, erhöhter Geschwindigkeit.

Mit der Elektrisierung der Berliner Stadt- und Ringbahn die letzte Stadtschnellbahn, die noch mit Dampf betrieben rde, zum elektrischen Betrieb übergegangen.

In diesem Zusammenhang soll auch eines Ereignisses acht werden, das still übergangen wurde, das aber der nnerung wert ist. Die Strecke nämlich, auf der die ersten ktrisierungsversuche praktisch in die Tat umgesetzt wurden, Vorortbahn Potsdamer Ringbahnhof-Lichterfelde Ost erte im vorigen Jahre ganz still ihr 25jähriges Jubiläum als ktrische Bahn. Diese Strecke mußte in der letzten Zeit h einmal fast ganz mit Dampf betrieben werden, weil die ktrischen Einrichtungen der Fahrzeuge, insbesondere die toren, die lange Jahre in bester Weise ihren Dienst ver-en hatten, infolge Überalterung ihren Dienst versagten. dem 2. Juli 1929 fahren auch hier die neuen Wagen der dtbahnbauart, nachdem diese Strecke, die bisher mit einer nnung von 550 Volt betrieben wurde, auf die jetzt verdete Spannung von 800 Volt umgestellt worden ist.

Insgesamt sind einschließlich der Anfang d. J. hinzuommenen Strecke Jungfernheide—Siemensstadt—Gartenmit einer Länge von 4,6 km**) und der Fortsetzung der ecke Stadtbahn—Kaulsdorf über Kaulsdorf hinaus nach lsdorf mit einer Länge von 1,4 km 235,2 km der Berliner lt-, Ring- und Vorortstrecken elektrisiert. Mit diesen 2 km (das sind etwas weniger als die Hälfte der gesamten eckenlänge der Berliner Vorortbahnen) wird vorläufig der zustand erreicht sein. Weitere Elektrisierungen sollen in nächsten Jahren erfolgen.

Die Erwartungen, die von der Deutschen Reichsbahnellschaft auf die Elektrisierung gesetzt wurden, scheinen zu erfüllen. Während der Verkehr auf den noch mit pf betriebenen Strecken andauernd abnimmt, hat er sich der Aufnahme des elektrischen Betriebes (15. Mai 1929) den neu elektrisierten Strecken um 14,2 % gegenüber dem kehr in der Zeit des vollen Dampfbetriebes gehoben; im at September 1929 waren es sogar 20 %. Was sich dabei lich besonders günstig auswirkt, ist die Tatsache, daß de die Fahrten auf Einzelkarten, die ja Geld bringen, ein Vielfaches mehr als die Fahrten mit den billigen Zeiten angewachsen sind. Die Fahrten mit Einzelkarten gen um 24,3 %, die mit Wochenkarten um 4,6 %, die mit atskarten um 7,3 %. Dieser erfreuliche Verkehrsaufschwung int ein Beweis dafür zu sein, daß das Berliner Publikum die Modernisierung der Stadt- und Ringbahn begrüßt und nach und nach wieder zu ihr zurückkehrt, nachdem es in den letzten Jahren sehr stark auf andere Verkehrsmittel abgewandert war.

Ein zwingender Grund für die Elektrisierung war der Umstand, daß man beim Dampfbetrieb nicht mehr imstande war, den Zugbetrieb in dem Maße zu verdichten, wie es der Verkehr erforderte. Nur ein elektrischer Betrieb bot hierzu die betrieblichen und wirtschaftlichen Voraussetzungen. Zur Zeit ist die Zugfolge nur auf den über die Stadtbahn führenden Vorortsstrecken (und damit auch auf der Stadtbahn selbst) verdichtet worden. Auf der Stadtbahn fahren jetzt im Berufsverkehr 30 Züge gegenüber 24 Zügen beim Dampfbetrieb. Es können stündlich 40 Züge fahren, eine Zugdichte, die auch der Grund dafür war, die selbsttätige Streckenblockung auf der Stadtbahn einzuführen*). Auf der Ringbahn ist die Zugfolge z. Z. im allgemeinen noch ungefähr die gleiche wie beim Dampfbetrieb. Beobachtungen auf Teilstrecken des Nordringes während des Berufsverkehrs lassen ein weiteres Steigen des Verkehrs wahrscheinlich erscheinen. Der Zugbetrieb auf dem Nordring ist dem Verkehr entsprechend nach und nach auf 18 Züge in der Stunde des Hauptberufsverkehrs verdichtet worden. Eine Verdichtung des Betriebes auf dem Ring außerhalb des Berufsverkehrs allgemein auf 5-Minuten-Zugfolge, die für einen großstädtischen Verkehr angemessen und erwünscht erscheint und das Ziel der Reichsbahndirektion ist, muß von der Überlegung abhängig gemacht werden, die dadurch entstehenden Betriebsausgaben durch die Einnahmen aus dem zweifellos eintretenden weiteren Verkehrszuwachs zu decken. Die Erörterung dieser Fragen ist im Gange.

Wie eine Verdichtung der Zugfolge den Anreiz zur Benutzung eines Verkehrsmittels verstärkt, das zeigt der erhebliche Aufschwung des Verkehrs auf der Strecke Eichkamp—Spandau West. Auf dieser Strecke, die früher eine halbstündliche Zugfolge hatte, die jetzt aber eine zehnminutliche Zugfolge hat, stieg der Verkehr um 244 %, es fahren jetzt werktäglich auf dieser Strecke 15000 Reisende gegen früher 4470.

Letzten Endes ist eine starke Verkehrszunahme eine wesentliche Voraussetzung dafür, daß sich das finanzielle Ergebnis des Stadt-, Ring- und Vorortverkehrs bessert. Die sonstigen Vorteile der elektrischen Zugförderung, die für die Wirtschaftlichkeit der neuen Betriebsart ausschlaggebend sind, haben sich zwangläufig ergeben. Es wird vor allem an Personal gespart; dabei wirkt sich noch besonders günstig aus, daß ein größerer Teil des Personals, insbesondere das Zugpersonal durch die Verkürzung der Umläufe um 30 bis 40 % besser ausgenutzt wird als beim Dampfbetrieb.

Der Zugverkehr wickelt sich äußerst pünktlich ab; Zugverspätungen werden von den elektrischen Zügen mühelos eingeholt, in der Regel schon, bevor sie sich auf andere Züge übertragen haben.

Die Reisezeit auf der Strecke Potsdam—Stadtbahn—Erkner verkürzte sich von 120 Min. auf 89 Min., also um 25,8 %, die Reisezeit auf der Stadtbahn selbst, zwischen den Stationen Charlottenburg und Stralau—Rummelsburg ver-

*) Vergl. den Artikel des gleichen Verfassers „Die Elektrieng der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen", Organ Seite 377, in dem auch Netzkarten enthalten sind.

**) Siehe Organ 1930, S. 76.

*) Siehe den nachfolgenden Aufsatz auf S. 210.

kürzte sich von 41 auf 30 Min., also um 26,8 %, die Reisezeit auf der Ringbahn verkürzte sich von 106 auf 78 Min., also um 26,4 %. Sollten sich im Laufe der Zeit die Zwischenaufenthalte auf den Bahnhöfen noch verkürzen lassen, so würde an Reisezeit noch weiter gewonnen.

Zu dem Verkehrsaufschwung hat ohne Frage aber nicht allein die erhebliche Verkürzung der Reisezeiten, sondern auch der neue Umsteigebahnhof Ausstellung (Abb. 1) beigetragen, der den Reisenden ermöglicht, bequem von den westlichen Vorortstrecken und der Stadtbahn auf die Ringbahn und umgekehrt umzusteigen. Das beweisen die Verkehrsziffern des neuen Bahnhofs, auf dem an Werktagen

Abb. 1. Bahnhof Ausstellung.
Die unteren Bahnsteige sind die Vorortbahnsteige, die oberen (gedeckte Halle) sind die Ringbahnsteige.

etwa 30000 Personen, an Sonntagen sogar bis zu 100000 Personen umsteigen. Auf diesem Bahnhof hat die Reichsbahn zum ersten Male Rolltreppen eingebaut, die sich so bewährt haben, daß man voraussichtlich auch noch auf anderen wichtigen Bahnhöfen Rolltreppen einbauen wird, insbesondere dort, wo ein Umsteigeverkehr zwischen Untergrundbahn und Reichsbahn besteht.

Die Einrichtungen für die Stromversorgung, also die Unterwerke (die bekanntlich in einer Anzahl von 49 vorhanden sind), die Kabelanlagen und Stromschienenanlagen, bewähren sich und genügen allen Anforderungen des jetzigen und eines noch weiter gesteigerten Betriebes. Es sind genügend Reserven eingebaut, die den stärksten Verkehrsspitzen gerecht werden. Auch das gewählte Speisesystem (die verteilte Speisung) hat sich bestens bewährt; außerdem hat sich gezeigt, daß der zunächst etwas gewagt erscheinende Entschluß der Reichsbahn, als Umformer ausschließlich Gleichrichter und diese gleich in solchem großen Ausmaß zu verwenden, wohl gerechtfertigt war. Die Gleichrichter haben sich als so betriebssicher erwiesen, daß man ohne Übertreibung sagen kann, daß der Gleichrichter der Bahnumformer der Zukunft ist. Auf Grund der guten Betriebserfahrungen mit den Gleichrichtern beabsichtigt die Reichsbahn, den auf den Vorortstrecken im Betrieb befindlichen Einankerumformern noch Gleichrichter beizugesellen. Damit soll vor allen Dingen erreicht werden, daß Betriebsstörungen, die bei den Einankerumformern eine Zeitdauer von mindestens 10 Min. erreichen, sich auf eine Mindestzeit verkürzen, die sich etwa um 1 bis 2 Min. herum bewegt.

Mit der Fernsteuerung der Gleichrichterwerke hat man ebenfalls so gute Erfahrungen gemacht, daß man sich überlegt, ob man nicht in absehbarer Zeit auch die jetzt noch mit Wärtern besetzten Gleichrichterwerke in die Fernsteuerung einbeziehen soll, was sich natürlich in einer weiteren Personalersparnis und Betriebsvereinfachung auswirken wird.

Die Stromversorgung wurde bisher durch wesentliche Störungen, die den Betrieb ernstlich gefährdet hätten, nicht beeinflußt. Einige kleinere Störungen sind teils auf die Schnelligkeit des Baues, der in etwa $1^3/_4$ Jahren durchgeführt wurde, teils auf die Unerfahrenheit des Personals zurückzuführen. Man muß aber bei der Beurteilung der einzelnen Störungsfälle berücksichtigen, daß ein Personal von mehreren Tausend Köpfen sich in unglaublich kurzer Zeit vom Dampfbetrieb auf den elektrischen Betrieb umstellen mußte, der für den allergrößten Teil der Bedienstete völlig neu war.

Bei dem jetzigen Fahrplan werden täglich etwa 800000 kW Strom verbraucht, was einem Jahresverbrauch von etw 300 Millionen kWh entspricht (das sind etwa 15 % des gesamte derzeitigen Berliner Stromverbrauchs). Zur Zeit beträgt d höchste Stundenspitze an Werktagen 50000 kW, an Son tagen steigt sie auf 56000 kW; die mittlere Stundenleistu ist werktäglich ungefähr 30000 kW, an Sonn- und Feiertag etwa 37000 kW. Der Stromverbrauch für 1 Bruttotkm beträg gemessen an der Stromübergabestelle, ungefähr 47,5 Wh, i Winter erhöht sich infolge der Heizung dieser Betrag um etw 25 bis 30 %. Der durchschnittliche Strompreis für 1000 tk (gemessen an den Stromübergabestellen, beträgt z. Z. ungefä 1,26 ℛℳ. Der Verbrauch von 47,5 Wh/tkm erscheint ho gegenüber dem Verbrauch bei Fernbahnen, der sich etwa u 28 Wh/tkm herum bewegt. Dieser hohe Verbrauch erklä sich aus den ungünstigen Betriebsverhältnissen des gro städtischen Schnellbahnverkehrs, die natürlich ganz ande sind, als die der Fernbahnen, und daher einen Vergleich ve bieten. Die vielen Haltestellen der Stadt- und Ringba bedingen ein häufiges Anfahren, das natürlich viel Stro kostet. Besonders ungünstig wirkt sich hinsichtlich der Stro kosten der Berufsverkehr aus, der unwirtschaftlich hohe Stro spitzen erzeugt. Die Verhältnisse werden sich bessern, sob auch außerhalb des Berufsverkehrs der Zugbetrieb mit klein Zugeinheiten verdichtet wird. Denn in diesem Falle gleich sich die Stromspitzen etwas mehr aus, was die Stromkost entsprechend günstig beeinflussen wird.

Die Reichsbahn hat sich bekanntlich entschlossen, d Gesamtstrom für die Berliner Strecken von fremden Liefere und zwar von den Elektro-Werken A. G. und den Berlin Städtischen Elektrizitätswerken A. G. zu beziehen. hat sich damit zum erstenmal in großem Ausmaß ganz a Fremdstrombezug eingestellt. Der Strom wird, wie ja bere in einem früheren Aufsatz geschildert wurde, von der Reich bahn an zwei Stellen von den beiden Lieferern übernomm im Osten im Unterwerk Markgrafendamm und im Westen Unterwerk Halensee. Beide Werke haben nach ihrer Bedeutu als Hauptstützpunkte der Stromversorgung, wie die A bildungen erkennen lassen, einen verhältnismäßig gro Umfang. Die Abbildungen zeigen das Äußere der beid Werke (Abb. 2 und 3) und einige wichtige Innenräume, die Schaltwarte (Abb. 4) und das jedem der beiden We angegliederte Großgleichrichterwerk (Abb. 5). Aus den A bildungen ist zu ersehen, daß man nicht etwa nur nüchte Zweckbauten aufgeführt hat, sondern daß man mit gut Erfolg versucht hat, den Bauten ein architektonisch schö Äußere und Innere zu geben.

Auf den elektrisierten Strecken laufen z. Z. 1327 Wag und zwar 649 Triebwagen, 511 Steuerwagen und 167 B wagen. (Die Abb. 6 und 7 zeigen das Innere der Beiwage Wie es bei allen Neuerungen der Fall ist, wurden auch gle nach der Inbetriebnahme der neuen Wagen schon Wünsc nach Verbesserungen im Publikum laut, die jedoch zum größ Teil wenig berechtigt waren. Nur den Beschwerden über unruhigen Lauf einzelner Wagen mußte man etwas m Bedeutung zumessen. Ein kleiner Teil der Wagen nämlich neigte bei höheren Geschwindigkeiten zum Schleudern. Ursache wurde in der Hauptsache darin gefunden, daß Wagenkasten gegenüber dem Drehgestell zu weich abgefed war. Nachdem die seitlichen Stützfedern durch stärk

dern ersetzt worden waren, und das Verhältnis der Lastverteilung auf Mittelzapfen und Seitenstützen etwas geändert war, liefen die Wagen ruhig. Auch mit dem selbsttätigen Schließen der Türen bei der Zuganfahrt wollte sich das

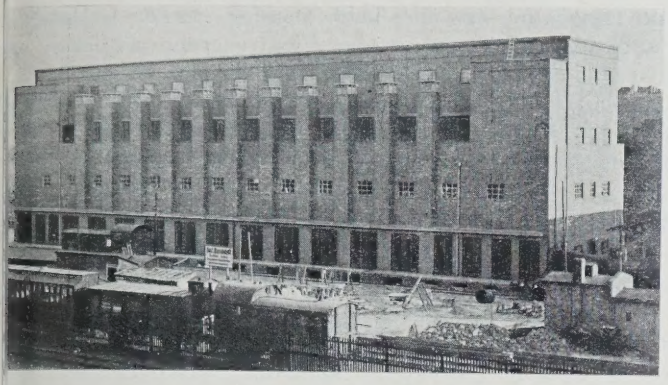


Abb. 2. Unterwerk Markgrafendamm.
Sicht auf das Hochspannungs-Schalthaus.

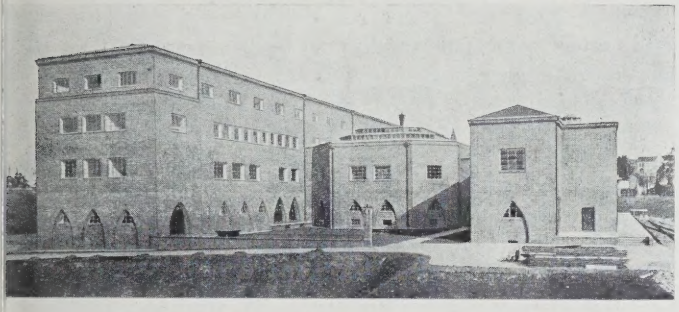


Abb. 3. Unterwerk Halensee.
Der rechte Flügel ist das Hochspannungs-Schalthaus, in der Mitte liegt die Schaltwarte, der linke Flügel ist das Gleichrichterwerk.

Abb. 4. Schaltwarte Markgrafendamm.
Links die Schalttafel für die Fernbedienung der unbesetzten Gleichrichterwerke, rechts die Schalttafel für den Hochspannungsteil (30 kV Kabel), in der Mitte das Pult für Schaltung der Stromschienen der einzelnen Strecken.

blikum anfangs nicht recht befreunden. Man war von den gsam anfahrenden Dampfzügen gewohnt, noch im letzten genblick aufzuspringen. Diese üble Gewohnheit mußte bei n mit großer Beschleunigung anfahrenden elektrischen gen zu Unfällen führen, was durch das selbsttätige Schließen Türen verhindert werden sollte. Anfangs wurden einzelne isende, die trotzdem noch versuchten, im letzten Augenblick aufzuspringen, durch die schließende Tür eingeklemmt. Allmählich aber hat sich das Publikum auch hieran gewöhnt, so daß jetzt kaum noch in dieser Hinsicht Unannehmlichkeiten zu befürchten sind.

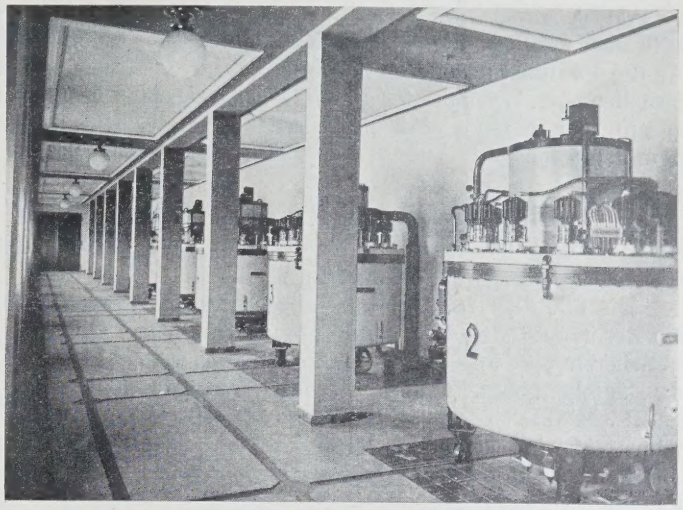


Abb. 5. Gleichrichterraum Markgrafendamm.

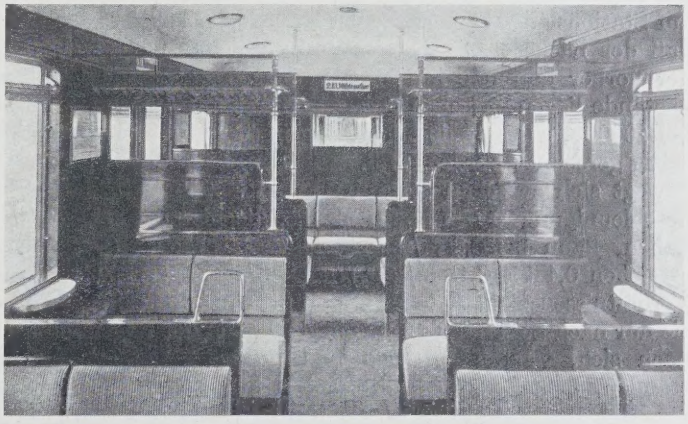


Abb. 6. Blick in ein Abteil 2. Klasse eines Beiwagens.

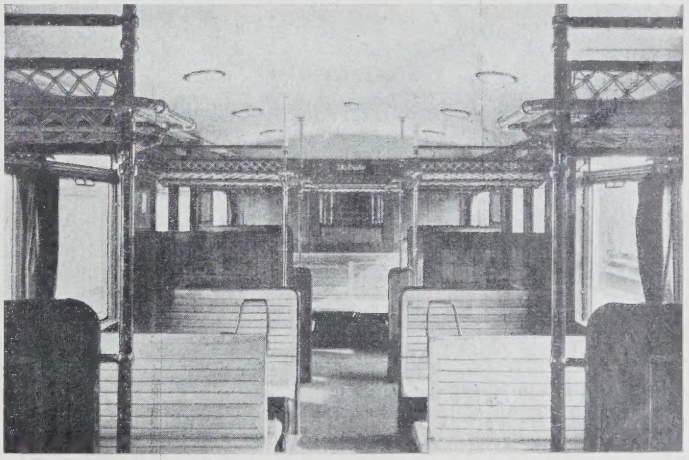


Abb. 7. Blick in ein Abteil 3. Klasse eines Beiwagens.

Man war sich übrigens bei der Entwicklung der neuen Wagen darüber klar, daß zunächst einige Klagen kommen würden; denn man war in der schwierigen Lage, ein Fahrzeug bauen zu müssen, das sowohl auf den Vorortstrecken laufen

mußte, auf denen die Fahrgäste das Fahrzeug längere Zeit benutzen, und das ferner auch für den Massenbetrieb auf den Strecken im Stadtinnern geeignet sein mußte. Die Wagen mußten, um der letzten Bedingung zu genügen, ein großes Fassungsvermögen haben, weil sie im Berufsverkehr stoßweise große Massen von Reisenden aufnehmen müssen. Andererseits aber mußten die Wagen auch einige Bequemlichkeiten für die Fahrgäste auf den Vorortsstrecken aufweisen. Wenn man die neuen Wagen unter diesen Gesichtspunkten betrachtet, so muß man zugeben, daß die Reichsbahn die richtige Lösung gefunden hat.

Die Stadt- und Ringbahn war von jeher das Rückgr des Berliner Verkehrs. In den letzten Jahren sank bei Dampfbetrieb ihre Bedeutung immer mehr ab, sie wur sogar schon von einigen Stellen totgesagt. Die Elektrisieru hat diesem Zustand ein Ende gemacht und hat der Stad und Ringbahn, was man auch aus dem großen Interesse v Publikum und Presse an der Elektrisierung schließen kan ihre alte Stellung im Berliner Verkehr neu verschafft.

Die elektrisierten Stadt-, Ring- und Vorortbahnen sin z. Z., das kann man ohne Übertreibung sagen, das schnellst bequemste und modernste Verkehrsmittel Berlins.

# Die mechanische Fahrsperre auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Gläsel**, Berlin.

## Vorbemerkungen.

Die mit dem 15. Mai 1929 abgeschlossene Elektrisierung der Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen hat außer einer schnelleren und angenehmeren Fahrt auch eine Verdichtung der Zugfolge gebracht, die auf manchen Teilstrecken zeitweise bis 2½ Minuten beträgt. Auf der rund 12 km langen Stadtbahnstrecke (zwischen Charlottenburg und Schlesischer Bahnhof) kann sie durch Anwendung automatischer Blockanlagen bis auf 90 Sekunden gesteigert werden. Rechnungsmäßig ergibt das bei 50 km Grundgeschwindigkeit einen Abstand zwischen zwei Zügen von rund 1100 m, der aber auch schon bei regelmäßigem Betriebe durch die Stationsaufenthalte bis auf Stationslänge heruntergehen kann, was praktisch bedeutet, daß der nächste Zug bereits am Bahnsteig erscheint, wenn der vorher fahrende ihn eben verlassen hat. Die Stationsabstände liegen zwischen 500 m und 1250 m, im Durchschnitt bei 1000 m, so daß mit einem Zug in jedem Abschnitt gleichzeitig gerechnet werden muß. Die Länge der Blockabschnitte bewegt sich zwischen etwa 100 m und 400 m. Die Anfahrbeschleunigung der Triebwagenzüge, die bis zu 400 t Gewicht haben, kann bis 0,8 m/sec² gesteigert werden. (Dampfzüge erreichen 0,1 bis 0,15 m/sec².) Bei diesen außergewöhnlichen Verhältnissen zieht jede Verzögerung eines Zuges, auch wenn sie nur nach Sekunden zählt, ein Auflaufen der folgenden Züge nach sich, was dann vorübergehend bei ungünstigen Umständen, beinahe zu einem Fahren auf Sicht führen kann.

Bei automatischen Blockanlagen fallen die Blockwärter weg. Um nun bei Signalstörungen und sonstigen Betriebsunregelmäßigkeiten den Betrieb überhaupt in Fluß zu halten und die Verzögerungen in der Zugfolge beheben zu helfen, haben die Züge auf der Stadtbahn die Befugnis, auf eigene Verantwortung über ein Haltsignal vorzurücken und auch in eine besetzte Blockstrecke einzufahren.

Daß man bei diesen ungewöhnlichen Betriebsverhältnissen, die eine Folge der Verkehrsbedürfnisse sind, den Wunsch gehabt hat, in die drängende Zugfolge eine Sicherung einzuschieben, die im äußersten Notfall die Zugbewegung hemmt, ist erklärlich. Man wählte dazu die „Fahrsperre", die am Blocksignale dem Zuge Zwangsbremsung gibt, wenn er das Signal bei Haltstellung unberechtigt oder unbedacht überfährt. Bei dieser Wahl war man 1926, d. h. zur Zeit der Entwurfsaufstellung für die automatische Streckenblockung auf der Berliner Stadtbahn, in einer gewissen Zwangslage. Die magnetische und optische Übertragung auf den fahrenden Zug waren technisch noch nicht genügend entwickelt, um einen Versuch damit im Schnellbahnbetrieb zu wagen. Nur die mechanische Übertragung kam damals in Frage, über die aus den Versuchen mit der Bauart van Braam praktische Erfahrungen vorlagen. Unter Mitwirkung der Firmen Siemens & Halske (Streckenanschlag) und Siemens-Schuckert (Wagenausrüstung) ist für den elektrischen Betrieb im Berliner Bezirk eine neue Bauform der mechanischen Fahrsperre geschaffen worden, die im folgenden näher beschrieben werden soll. —

## Die Übertragung auf den Zug.

Bei der mechanischen Fahrsperre müssen die beid Beeinflussungsorgane eine mechanische Berührung ausführe um aufeinander wirken zu können. Auf der Strecke sit nahe beim Signal ein Streckenanschlag, am Wagen ein Au lösehebel, der durch den Streckenanschlag aus seiner Ruhela gebracht wird. Seine Bewegung löst dann die beabsichtig Wirkung auf den Zug aus. Die Art der Wirkung kann e hörbares oder ein sichtbares Zeichen auf dem Führerstan sein, oder auch jede andere gewollte Wirkung, z. B. ei Bremswirkung; es kann ferner die Wirkung mit elektrische mechanischen oder pneumatischen Zwischenmitteln herv gebracht werden. Auf den Zug wird aber immer nur diesel eine Wirkung vom Streckenanschlag ausgeübt und in d festgelegte Folgewirkung umgesetzt. Sind mehrere, vo einander verschiedene Wirkungen auf den Zug nötig, so müßt die Auslösehebel entsprechend ausgebildet werden oder ande Kräfte, z. B. der elektrische Strom hinzugenommen werde

Die mechanische Fahrsperre der Berliner Stadt-, Rin und Vorortbahnen überträgt nur eine gleichbleibende Wirku auf den Zug, wenn dieser ein Haltsignal überfährt, und set diese Wirkung stets in eine Zwangsbremsung (Schnellbremsun um. Hierzu bedient sie sich auf der Strecke, zur Bewegu der Anschläge, vorwiegend mechanischer Kraftübertragu und auf dem Triebwagen nur mechanischer Mittel in Ve bindung mit Druckluft.

Mit dieser Fahrsperre ist das gesamte elektrisierte Ne von 260 km Streckenlänge ausgerüstet worden. In etwa zw jährigem Betriebe hat sie sich, auch unter ungünstigst Witterungsbedingungen (Winter 1928/29), sehr gut bewäh entspricht mit ihrer stabilen Bauart durchaus den Verhä nissen des rohen Eisenbahnbetriebes, ist so gut wie kein Störungen unterworfen, verursacht nur ganz geringe Unt haltungskosten und zeichnet sich außerdem durch ein niedrigen Preis aus.

Die Berliner mechanische Fahrsperre erfüllt folgen technische und betriebliche Bedingungen:

1. Gegenseitige Lage zwischen Gleis und Anschlagschie muß gesichert sein.
2. Streckenanschlag muß alle Bewegungen des Glei mitmachen können — vorübergehende und bleiben
3. Anschlagschiene muß bei scharfem Druck vom Gl her um 25 mm federnd ausweichen können.
4. Möglichst geringe Mehrbelastung des Drahtzuges be Umstellen der Anschlagschiene.
5. Zwangläufige Verbindung zwischen Anschlagschie und Signalflügel und stets gleiche Lage beider.
6. Keine Rückwirkung auf Signal und Drahtzug, we Fahrsperre in Tätigkeit tritt.
7. Bei Bruch der Triebstange muß die Anschlagschie von selbst auf Halt gehen.

8. Lösbare Kupplung zwischen Anschlagschiene und Signalflügel, so daß Signalflügel auch auf Halt gebracht werden kann, wenn die Anschlagschiene in Freistellung eine Klemmung erfahren sollte.
9. Volle Betriebssicherheit bei jeder Witterung.
10. Geringe Beschaffungs- und Unterhaltungskosten.

## Die Profilfrage.

Wenn eine vorgeschriebene mechanische Berührung chen einem Fahrzeugteile und dem Streckenanschlage ande kommen soll, müssen beide die im allgemeinen igen Begrenzungslinien überschreiten, ohne dabei an ge- en Stellen Schaden anzurichten oder selbst zu erleiden. muß sie dazu in den neutralen Raum, zwischen die grenzungslinie für die Fahrzeuge und für den lichten m legen. Der Streckenanschlag darf bis an die äußerste lraumlinie für Wagen herangerückt werden, die im Gleis- n vom kleinsten vorkommenden Halbmesser gilt (im egenden Falle 300 m). Der Fahrzeugteil muß über die lraumlinie vorgeschoben werden, darf aber die Umgrenzung lichten Raumes bei keiner Grenzstellung des Fahrzeuges ragen.

Neutrale Räume sind bei der Umgrenzung des lichten mes unten, seitlich und oben vorhanden. Der Raum halb der Umgrenzungslinie ist z. B. bei einer Fahrsperren- rt der Berliner Hoch- und Untergrundbahn benutzt. Die hrungen sollen aber wegen der großen Veränderung der zeuglage und des Gleises an dieser Stelle nicht ganz edigend sein. Der Raum unter der Umgrenzungslinie hat bei den Versuchen mit der Fahrsperre von van Braam Fernstrecken als wenig geeignet erwiesen.

Nach Untersuchungen des Reichsbahn-Zentralamtes e für die Berliner Fahrsperre die seitliche Stufe der renzungslinie zwischen 380 und 760 mm über Schienen- kante gewählt. Dem Vorteil geringer Höhenlage der hlagteile über Gleis steht der Nachteil gegenüber, daß breite des neutralen Raumes an dieser Stelle geringer ist. Lösung war hier nur dadurch möglich, daß der lichte n nach der Seite zu erweitert wurde, wie es in Abb. 1*) geben ist, um ein Anstreifen des Auslösehebels an Bahn- n usw. zu verhüten. Die seitliche Lage der Auslöseteile ber mit einem Schlage alle Nachteile durch Schnee, Eis, dkörper im Gleise usw. beseitigt, mit denen man früher mpfen hatte.

Die Kosten der Profilerweiterung für den Fahrsperrhebel n verschiedentlich ein in die Kosten für Erhöhung der steige und Schaffung des lichten Raumes für den Strom- mer und für die dritte Schiene (z. B. auf der Stadtbahn); elen dadurch nicht ins Gewicht. Wo die Erweiterung besonders geschaffen werden mußte, können die Kosten , trotz der mitunter sehr verwickelten Verhältnisse im er Stadt-, Ring- und Vorortnetz, den zahlreichen Brücken ler sehr dichten Stationsfolge mit etwa 1000 ℳ/km an- t werden. Auf Fernstrecken mit weniger zahlreichen nen und häufig noch niedrigen Bahnsteigen dürfte der g wesentlich geringer sein, wird sich aber ohne örtliche ellungen im Einzelfalle kaum hinreichend sicher schätzen . Auf der ersten Versuchsstrecke (Berlin—Bernau) sind ne Station bei 300 bis 330 m langen Bahnsteigen im schnitt etwa 5000 ℳ für die Profilerweiterung auf- det worden.

Es wäre zweckmäßig gewesen, die Erweiterung des Profils n Fahrsperrenhebel nach Höhe und Seite noch um etwa größer zu halten, weil in der ersten Zeit hin und wieder ein Anstreifen des Auslösehebels an Mauerwerk beobachtet worden ist. Nachdem sich aber der Gleisunterhaltungsdienst an die Erfordernisse der Fahrsperre gewöhnt hat, und die Gleise zur Ruhe gekommen sind, treten keine Fehlauslösungen der Fahrsperre durch Anstreifen des Auslösehebels mehr auf. Es kann heute als erwiesen gelten, daß die Unterbringung

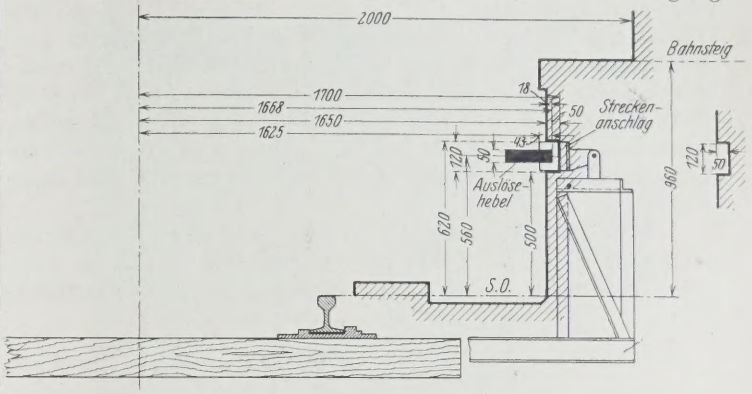



Abb. 1. Umgrenzung des lichten Raumes für die elektrisch betriebenen Strecken der Reichsbahndirektion Berlin. Erweiterung für Stromabnehmer und Fahrsperre.

der mechanischen Übertragung in der Profilstube 380 bis 760 mm über Schienenoberkante technisch und betrieblich zweckmäßig war. Einwirkungen durch Schnee und Eis, Bremsstaub und Schmutz scheiden in dieser Höhenlage aus, Gefährdungen durch Fremdkörper im oder am Gleise kommen nicht vor, die Zugänglichkeit und die Höhenlage bei Streckengerät und Wagengerät sind sehr bequem und erleichtern die Unterhaltung wesentlich.

## Das Streckengerät.

Das Streckengerät (Abb. 2) besteht im wesentlichen aus einem Gleisbock und einer Anschlagschiene. Der Bock trägt die Anschlagschiene. Er sitzt auf zwei Profileisen, die auf

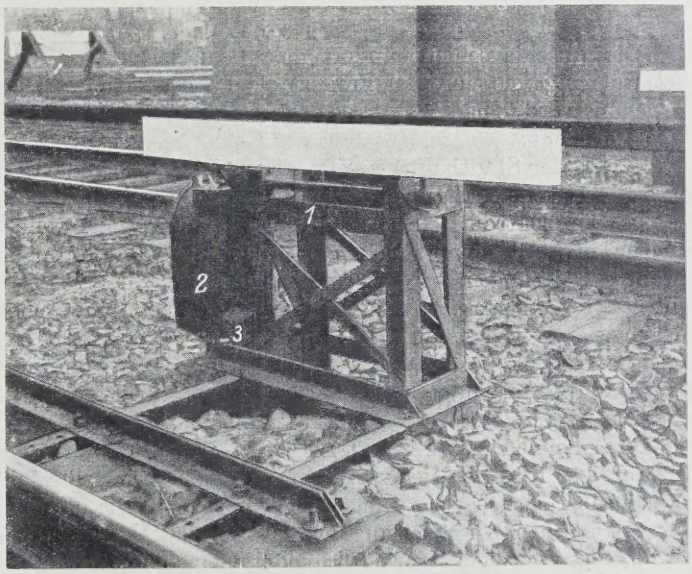



Abb. 2. Mechanische Fahrsperre mit elektrischem Antrieb.

den Schwellen gelagert und vom Gleis aus nach rechts vorgestreckt sind. Dadurch steht das Streckengerät, der Streckenanschlag, in fester, unveränderlicher Verbindung mit dem Gleis und macht alle etwaigen Veränderungen in der Höhe oder nach der Seite mit, bleibt aber immer in der vorgeschriebenen Lage zum Gleise. Die Anschlagschiene besteht aus einem Flach- oder leichten Profileisen von 120 mm Höhe und rund

*) Die Abbildung läßt zugleich die besondere Profilgestaltung n Bahnsteigen für die elektrischen Strecken wegen des Strom- abnehmers für die dritte Schiene erkennen.

1,5 m Länge, das in zweidrittel der Länge leicht gewinkelt und am Kopf des Bockes um eine wagrechte Achse drehbar gelagert ist, so daß es nach dem Gleis zu vorragen oder nach oben zurückgezogen sein kann. Die Neigung des langen Schenkels der Anschlagschiene zum Gleis beträgt rund 1:13 (Abb. 3). Die Länge dieses Schenkels und der Abstand vom Gleis sind so ermittelt, daß bei einem 300 m-Rechtsbogen des Gleises eine Mindestüberdeckung zwischen Auslösehebel und Anschlagschiene von 12 mm bei einem Linksbogen eine Größtüberdeckung von 74 mm vorhanden ist. Die 12 mm Mindestüberdeckung geben dem Auslösehebel noch einen so großen Winkelausschlag — auch bei langsamster Fahrt —, daß das Auslöseventil mit Sicherheit betätigt wird und die Bremsung eintritt.

Der kürzere Schenkel der Anschlagschiene ist vorgesehen, damit der Hebel bei Fahrt auf falschem Gleise und auf eingleisigen Strecken leichter am Streckenanschlage vorbeigleiten kann.

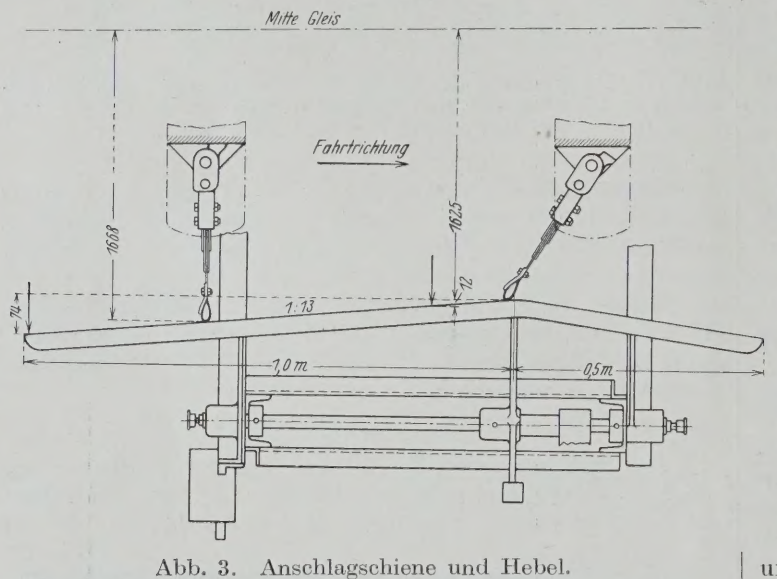



Abb. 3. Anschlagschiene und Hebel.

Die Anschlagschiene ändert ihre Lage mit dem Signal. Bei Halt ragt sie vor, bei Frei ist sie hoch gezogen. Diese Bewegung wird je nach der Art des Signalantriebes auf dreierlei Weise erreicht:

1. Auf der Stadtbahn, wo elektrische Lichttagsignale ohne bewegliche Teile vorhanden sind, besitzt die Fahrsperre einen besonderen elektromotorischen Antrieb, der auf die Anschlagschiene mittelst einer Zugstange arbeitet. Der Motor hat zwei Stellrichtungen, wie die Weichenantriebe, läuft also auch unter Strom zurück. Außerdem ist aber noch eine großes Gegengewicht vorhanden (Abb. 2), das beim Stellen auf Fahrt hochgezogen wird und schwer genug ist, um bei Stromunterbrechung die Anschlagschiene in Sperrstellung zu bringen und dabei auch den Motor mechanisch zurückzudrehen.

An Signalen mit 2. elektrischem oder 3. mechanischem Antrieb ist die Anschlagschiene mit an den Antriebhebel, der die Flügelstange bewegt, angehängt worden. Die Motoren der elektrischen Antriebe aller gebräuchlichen Bauarten vertragen diese geringe Mehrbelastung ohne weiteres. Und bei mechanischen Antrieben beträgt die Mehrbelastung des Drahtzuges durch die Fahrsperre nur etwa 4 kg Zusatzkraft im Zugdraht. Diese Mehrbelastung ist mit Rücksicht auf die im Berliner Bezirk vorherrschenden geringeren Abstände der Vorsignale als unbedenklich erachtet worden. Der Stellwerkswärter empfindet diese Mehrbelastung am Hebel überhaupt nicht. Im Laufe des ersten Jahres haben sich im Betriebe nirgends Anstände ergeben, obwohl auf allen Vorortstrecken die Hauptsignale durchweg auf 330 m Schutzweg vor dem Gefahrpunkt gestellt werden mußten, so daß a Signalleitungen von 900 und 1000 m keine Seltenheit

Die Verbindung zwischen Antriebhebel und Ansch schiene wird vermittelt durch eine Kuppelstange, deren L sich nach den örtlichen Verhältnissen richtet, ferner d ein Hebelpaar auf gemeinsamer Achse, um die Kraftrich abzuwinkeln, und durch eine Triebstange, die an dem e Tragarm der Anschlagschiene angreift (Abb. 4a, b für Dr zugantrieb, Abb. 5 für elektrischen Antrieb). Die be Hebel sitzen nicht fest auf der Achse, sondern werden d eine kräftige Spiralfeder in ihrer gegenseitigen Winkel gehalten, die dadurch als Federkupplung zwischen Flügel Anschlagschiene wirkt. Die Endlagen sind durch Ansch begrenzt. Für den Fall, daß die Anschlagschiene in der stellung eine Klemmung erfahren sollte, gestattet dann Feder, den Flügel mit Hilfe des Antriebes dennoch in zu bringen. Der zweite Hebel und die Triebstange bilden Haltlage eine gestrecktes Gelenk, so daß keine Rückwirk von der Anschlagschiene auf den Flügel möglich ist.

Auf manchen Außenstrecken des elektrisierten N liegt noch gemischter Betrieb. Mit Rücksicht auf eine sondere Güterzuglokomotive, bei der in scharfen Gleisb ein Anstreifen des Dampfzylinders an die Anschlagsch unter theoretisch ungünstigen Umständen nicht völlig geschlossen erschien, hat die Triebstange vorsorglich Federung von 25 mm erhalten, so daß die Anschlagsch aus der Haltstellung zurückweichen kann, wenn sie e starken Druck von der Gleisseite her erfahren sollte.

Alle bewegten Massen des Streckengerätes sind durch verschiebbares Gegengewicht ausgeglichen. Seine Lage Größe sind so gewählt, daß es einerseits das Hochziehen Anschlagschiene im Anfang unterstützt, andererseits erschwert, ferner daß die Anschlagschiene durch eig Übergewicht auf Halt fällt, wenn im Triebgestänge Fahrsperre ein Bruch eintreten sollte.

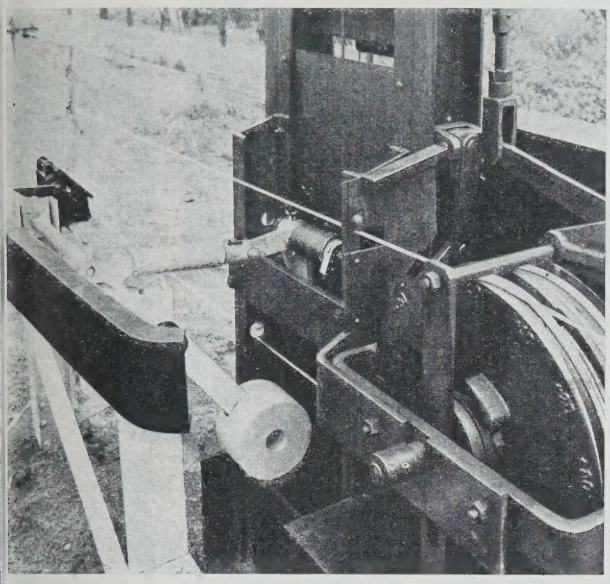
An Signalen mit Flügelkupplung ist darauf verzic worden, die Anschlagschiene mit dem Flügel fallen zu la um keine neue Bauart einführen zu müssen. Nachteile h sich bis jetzt nicht gezeigt. Technisch wäre es ohnes weit möglich, die Stellkraft für die Fahrsperre erst hinter Flügelkupplung abzunehmen, da die Fahrsperre eigenes Ü gewicht nach der Sperrlage zu besitzt.

Der Gedanke, das Streckengerät nicht durch einen sonderen Elektromotor umzustellen, sondern mechanisc treiben, und zwar mit an den Hauptsignalantrieb anzuhä begegnete anfänglich mancherlei Bedenken. Diese bet hauptsächlich die Mehrbelastung des Drahtzuges, die bedingungen, die Zuverlässigkeit der Grenzstellungen Rückwirkungen auf das Signal bei Störungen usw. Nach aber durch Probeausführungen und Versuchsbetrieb gewiesen worden war, daß alle billigen Forderungen e werden konnten, gab der niedrige Preis den Ausschlag. Streckengerät mit mechanischem Antrieb kam im ga rund 65% billiger als mit elektromotorischem Antriebe

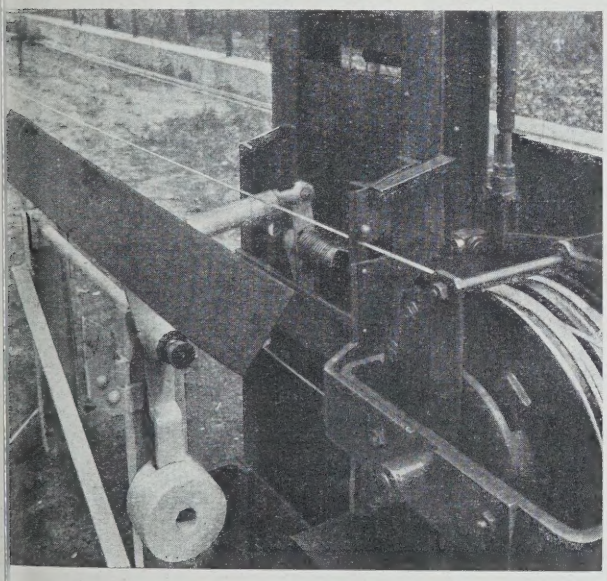
Für abweichende Fälle, z. B. Signal links vom Signal in größerem Abstand vom Gleise, Signal auf leger usw., können Sonderantriebe verwendet werden: An mit längerer Gestängeübertragung, leichter Zwischenan zum Einbinden in den Drahtzug, elektrischer Schwachs antrieb nach dem Muster des Vorsignalantriebes von O. Mit diesen Sonderhilfsmitteln und dem elektrischen H antrieb ist es möglich, auch alle schwierigeren Fälle tech befriedigend und ohne hohe Kosten zu lösen.

Der mechanische Antrieb nach 2. und 3. stellt eine giebige Verbindung zwischen Signalmast und Gleis dar. Mast kann im allgemeinen als fest und unveränderlich gesehen werden, das Gleis kann durch das Befahren vo

nde und bleibende Veränderungen seiner Lage erleiden. und wieder wird nun das Bedenken vorgebracht, daß bei die Wirkung der Fahrsperre beeinträchtigt werden hte. — Alle Gleise des Berliner Stadt-, Ring- und Vorort- es liegen in Steinschlag und sind durch dauerhafte Fest- kte nach Höhen- und Seitenlage vermarkt. Seitliche



bb. 4a. Antrieb der mechanischen Fahrsperre an einem mechanisch gestellten Signal. Haltlage.



b. 4b. Antrieb der mechanischen Fahrsperre an einem mechanisch gestellten Signal. Freilage.

er hiebungen in beachtlichem Maße sind kaum zu be- rd ten. Senkungen sind in gewissen Grenzen unschädlich, ei die fast wagrecht liegende und meist verhältnismäßig ng Triebstange mäßige Winkeländerungen verträgt, ohne n i rer Wirkung zu verlieren. Das Bedenken läuft schließlich uf ine reine Gleisunterhaltungsfrage hinaus, die ernstlich ei Schwierigkeiten machen kann. Das Gleis erfordert ch infolge der dichten Zugfolge erhöhte Pflege. Nachteile ir ie Wirkung der Fahrsperre aus diesem Umstande haben ch noch nicht gezeigt.

### Die Einrichtung auf dem Fahrzeug.

Die Fahrsperreneinrichtung ist für elektrischen Betrieb mit ri wagenzügen entwickelt worden. Die betriebstechnische Einheit für die Berliner Triebwagenzüge ist der Viertelzug. Er besteht aus Triebwagen und Beiwagen, die durch eine feste Kupplung miteinander verbunden sind. Der Viertelzug kann von beiden Enden aus gefahren werden. Deshalb muß jedes Ende eines Viertelzuges vorn rechts in der Fahrrichtung einen Auslösehebel für die Fahrsperre haben. Das ergibt

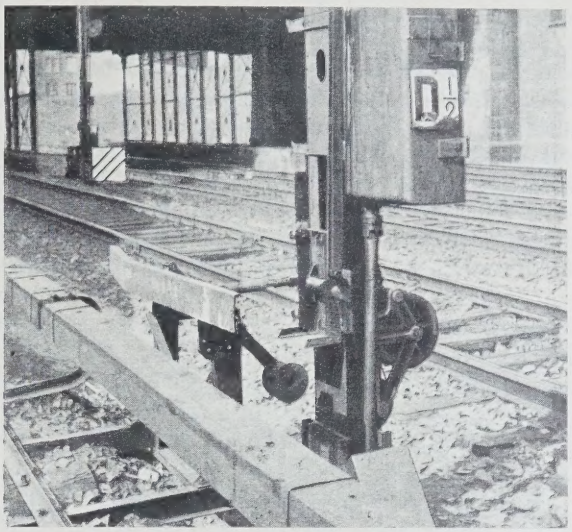


Abb. 5. Antrieb der mechanischen Fahrsperre an einem elektrisch gestellten Signal. Haltlage.

für jeden Wagen eine Fahrsperreneinrichtung, so daß im ganzen über 1150 Stück beschafft worden sind.

Durch die Fahrsperre soll dem Zuge Schnellbremsung gegeben werden, wenn er ein Haltsignal unerlaubt überfährt. Die Einwirkung auf den fahrenden Zug tritt also erst in Höhe des Signals ein. Der Bremsweg liegt hinter dem Signal. Das Signal muß deshalb um mindestens Bremslänge vor dem Gefahrpunkt, z. B. der Zugschlußstelle am Bahnsteig, aufgestellt werden, um eine in allen Fällen ausreichende Schutzstrecke zu haben.

Die elektrischen Wagen sind mit Knorr-Einkammerbremse ausgerüstet. Alle Achsen werden gebremst. Die Bremsen regulieren sich von selbst nach, so daß stets vorschriftsmäßiger Bremsklotzdruck vorhanden ist. Die Längen der Schnellbremswege aus gleicher Geschwindigkeit schwanken nur um wenige Meter.

Nach früheren Bremsversuchen war mit einem Bremsweg von 135 m aus 50, von 200 m aus 60 und von 300 m aus 70 km/h Fahrgeschwindigkeit gerechnet worden. Zur Sicherheit wurden die Schutzstrecken noch um 10% größer angenommen. Tatsächlich haben sich später mit den neuen Triebwagenzügen merklich geringere Bremswege ergeben, und zwar im Mittel 150 m aus 60 km, 220 m aus 70 km, 330 m aus 80 km. Die größeren Schutzstrecken reichen heute auch aus, wenn 25% der Achsen bei der Bremsung ausfallen sollten.

Hin und wieder tritt der Einwand auf, es sei fahrtechnisch und sicherheitlich besser, nur Betriebsbremsung statt Schnellbremsung zu geben. Bei Zuglängen von nur 140 m, einer äußerst rasch durchschlagenden und lösenden Bremse und fester Mittelpufferkupplung zwischen den Viertelzügen sind aber keine Stauchungen und Zerreißungen zu befürchten. Setzt Bremsung durch die Fahrsperre ein, so muß der Zug doch unter allen Umständen auf kürzestem Wege zum Stehen gebracht werden. Der Führer ist durch Dienstvorschrift gehalten, den Bremshebel auf Schnellbremse zu legen, wenn der Zug ohne sein Zutun eine Bremsung erleiden sollte. Durch zahlreiche Bremsversuchsfahrten mit der Fahrsperre und durch

die bisherigen Betriebserfahrungen selbst ist der Einwand als gegenstandlos erwiesen worden.

An weiteren Bedingungen waren zu erfüllen: Die Einrichtung auf dem Fahrzeug soll bei jeder vorkommenden Fahrgeschwindigkeit ansprechen, also auch bei größeren als der fahrplanmäßigen und bei kleinsten, wenn der Zug eben stehen will. Sie soll in allen Teilen nur mit Druckluft von 5 at arbeiten und sich dauernd selbst auf Betriebsbereitschaft überprüfen; alle Mängel müssen sich in sofortiger Bremsung auswirken oder müssen das Anfahren des Zuges verhindern. Die Einrichtung muß einfach, sinnfällig und leicht bedienbar sein. Die Wirkung der Fahrsperre muß verhindert werden können, wenn der Zug an einem Haltsignal aus eigener Verantwortung (auf der Stadtbahn) oder auf Befehl (auf den Ring- und den Vorortstrecken) vorbeifährt. Dabei sollen beide Zugbeamte mitwirken müssen. Die Fahrsperreneinrichtung muß in kürzester Zeit tot gelegt werden können, wenn sie

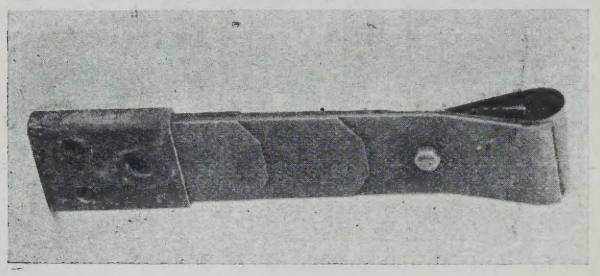


Abb. 6. Auslösehebel.

eine Störung erleiden sollte. Jedes befugte und jedes unerlaubte Überfahren eines Haltsignals soll getrennt durch Zähler registriert werden. Beim Einsetzen der Bremse durch die Fahrsperre soll zugleich der Steuerstrom selbsttätig abgeschaltet werden. Die Abschaltung wird dem Fahrer angezeigt. Zur Weiterfahrt muß er den Steuerschalter von Hand wieder einrücken. Das darf aber erst möglich sein, nachdem der Zug zum Stehen gekommen ist.

Der Auslösehebel (Abb. 6) ist aus neun Blattfedern verschiedener Länge zusammengesetzt, die hinten durch einen festen Bund zusammengehalten werden. Zwei der mittleren sind vorn zu einem rundlichen Kopf vereinigt. Dieser Kopf wirkt als Stoßfänger. Er setzt die Energie des Stoßes in Formänderungsarbeit der Kopfschleife und des Hebels um und verhütet dadurch dessen Zerstörung, die sonst bei größeren Geschwindigkeiten zu befürchten wäre*). An der Abb. 7 ist diese Veränderung und das weitere Verhalten des Hebels genau zu verfolgen.

Abb. 7 ist ein Ausschnitt aus einer Zeitlupenaufnahme, die aus dem fahrenden Wagen lotrecht von oben auf den Hebel und den Streckenanschlag gemacht worden ist. Die Anzahl der Bilder in der Sekunde betrug 500, die Fahrgeschwindigkeit 120 km/Std. Der helle schräge Strich auf den Bildern ist der Streckenanschlag. Die Bildfolge zeigt deut die zunehmende Biegung des Hebels. Das kürzeste Federb erscheint abgespreizt. Der Fußteil des Hebels ist vorlä noch nicht ausgedreht (vergl. die weiße Teilung). Abb. 8 z den Zustand größter Biegung (Bild 5 der Abb. 7 vergröß

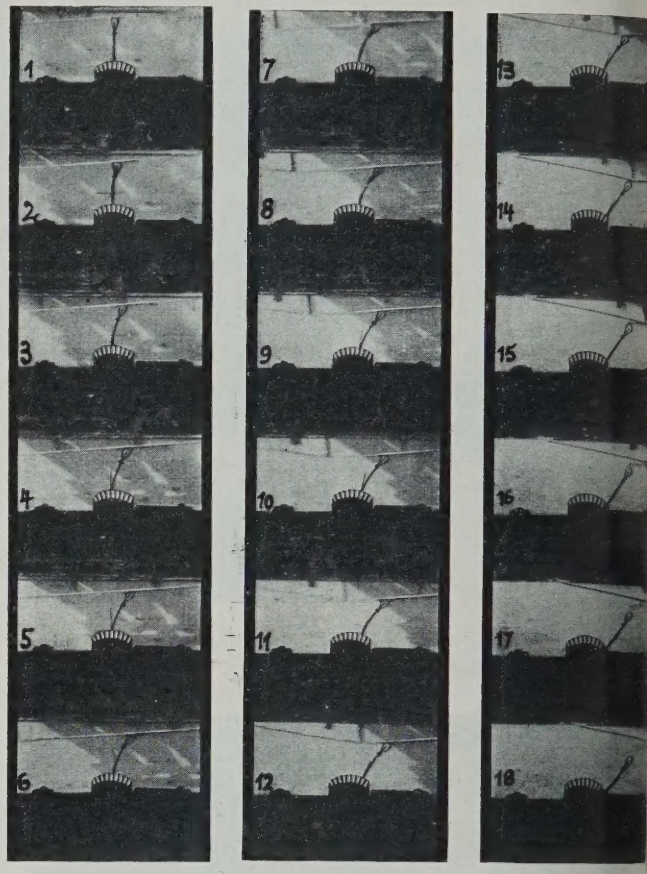



Abb. 7. Biegung des Hebels bei 120 km/Std.

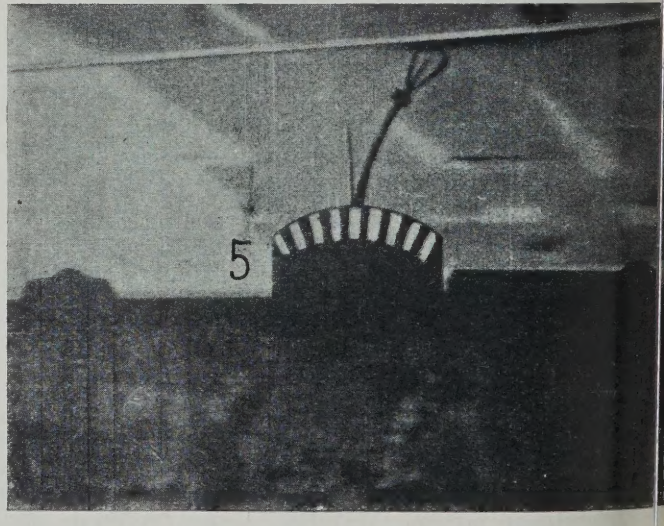



Abb. 8. Größte Biegung des Hebels (Bild 5 aus Abb. 7

Erst etwa bei Bild 6 der Abb. 7 scheint der Widerstand e Ventils überwunden. Der Fußteil des Hebels nimmt nur v der Drehung teil. Die Biegung des Hebels läßt von da wieder nach, bis der Hebelkopf (bei Bild 14 der Abb. 7) e Scheitel der Anschlagschiene verlassen hat, und geht schließl infolge der Federung in eine gewisse Rückbiegung über. D die erhaltene Drehgeschwindigkeit setzt der Hebel aber s

*) Der Einwand von Bäseler in Nr. 49/1929 der Z. d. V. D. E. V. zu der dortigen Abbildung trifft auf die Berliner Bauart nicht zu. Die Neigung 1:13 der Anschlagschiene mildert nicht den Stoß, sondern soll die weitere Arbeit des Hebels auf eine solche Zeit verlängern, daß an ihm selbst und an den Ventilen, die er betätigt, auf die Dauer keine Überbeanspruchungen auftreten. Wie die Abb. 7 zeigt, ist bei schneller Fahrt die Biegung des Anschlaghebels schon verhältnismäßig groß. Würde die Arbeit des Hebels durch den von B. vorgeschlagenen festen und kurzen Anschlag nochmals auf einen Bruchteil der jetzigen Zeit zusammengedrängt, die schon bei 0,01 Sek. liegt, so ist zu befürchten, daß die Biegung zu groß wird und Überspannung des Hebels zur Folge hat. Doch wäre dies am besten durch Versuche und Zeitlupenaufnahmen nachzuweisen. Den Auslösehebel noch leichter zu halten, empfiehlt sich nicht, weil er dann allzuleicht groben Beschädigungen ausgesetzt sein würde.

hbewegung nach der Seite noch fort (auf der Abbildung
t mehr zu sehen), bis er einen Anschlag erreicht und
ch die Rückführungsfedern (Abb. 9) in seine Anfangslage
ickgebracht wird.

Abb. 10 ist eine Anstreichfigur, die der Hebel auf der
chlagschiene der Fahrsperre, die dick mit Kalk bestrichen
den war, hervorgebracht hat. Die Figur läßt deutlich
nnen, daß ein fast gleichmäßiger Kraftschluß zwischen
bel und Schiene auf dem ganzen Berührungswege, der
a 50 cm lang ist, bestanden hat, die Kraftwirkung also
ächlich durch die Elastizität des Hebels und den Anlauf
Anschlagschiene auf eine längere Zeit verteilt worden ist,
aus die Zweckmäßigkeit dieses Anlaufs erwiesen sein
fte (vergl. Fußnote im Abschnitt über das Streckengerät).

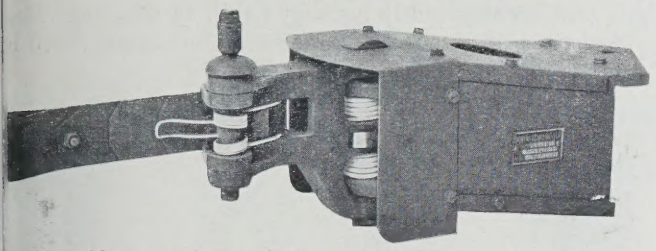
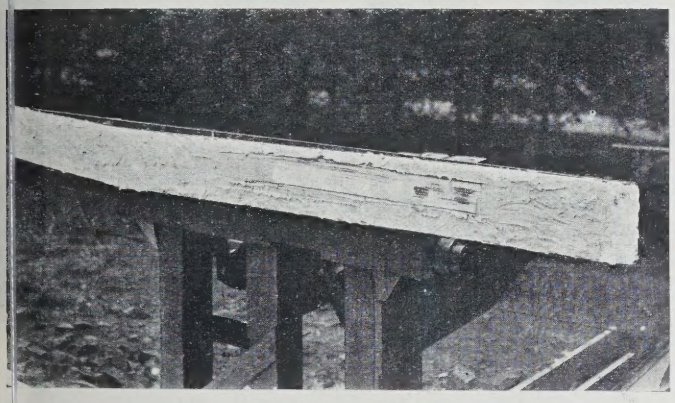


Abb. 9. Auslösehebel. Rückführungsfedern.



. 10. Anstreichfigur bei 120 km Fahrt, sichtbar gemacht
h Kalk. Gleichmäßiger Druck des Hebels auf dem ganzen
Berührungswege.

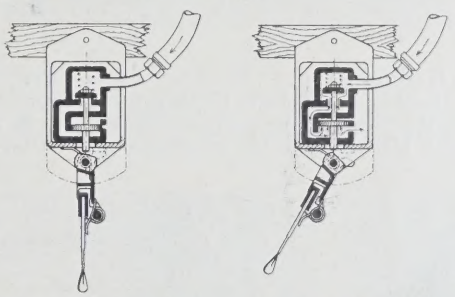
Die Anstreichfigur reicht nicht bis zum Scheitel der
chlagschiene, was sich dadurch erklärt, daß die Fahr-
re vom Hebel ziemlich früh getroffen worden ist, und daß
Winkelgeschwindigkeit des Hebels nach Überwindung
Ventilwiderstandes den Hebel schließlich schneller von
Anschlagschiene wegbewegt als die Schiene mit der Neigung
3 nachfolgen kann.

Durch die Zeitlupenaufnahme dürfte der Nachweis er-
ht sein, daß die auch in der Literatur*) wiederholt auf-
etene Meinung unzutreffend ist: mechanische Übertragung
bei großen Fahrgeschwindigkeiten nicht möglich. Die
eren Mißerfolge hatten vermutlich ihren Grund haupt-
lich in der nicht genügend elastischen Ausbildung der
löseteile.

Der Hebel schwingt wagrecht um eine lotrechte Achse
b. 9) und wird in seiner Grundstellung (senkrecht zum
enkasten) durch eine starke Spiralfeder gehalten, die ihn
n einen Anschlag drückt und ihn auch zurückführt, wenn
usgedreht worden ist. Bei Fahrt auf falschem Gleise
der Hebel nach der entgegengesetzten Seite ausschwingen.
das zu ermöglichen, ist ein einseitiges Mittelgelenk an-
geordnet, so daß sich in diesem Falle nur der vordere Teil des Hebels bewegt. Das Mittelgelenk dient auch dazu, den Rückschlag des Hebels nach einem Arbeitsausschlag abzufangen. Der schwere Schuh steht sofort fest und nur der vordere Hebelteil überschlägt sich etwas. Um den Hebel bei ganz langsamer Bewegung bis zur Auslösung der Bremse auszudrehen, sind ungefähr 4 kg wagrechte Kraft am Kopfe nötig. Der Hebelkopf nutzt sich nur sehr wenig ab, da das Anstreifen eine Ausnahme bleibt und Stahl auf Eisen schleift.

Von den Auslösehebeln brauchen nach den bisherigen Erfahrungen durchschnittlich im Jahre höchstens 5% ausgewechselt zu werden. Die Ursachen dazu sind äußerst verschieden und hängen stark von äußeren Zufälligkeiten ab. Die Hebel arbeiten auch noch einwandfrei, wenn der Kopf vorn durchgeschliffen sein sollte.

Das Kernstück der Einrichtung auf dem Fahrzeug ist das Bremsventil (Abb. 11 und 15). Es hat die besondere Eigenschaft, daß es nach erfolgtem Anstoß geöffnet bleibt, bis der Druck in der Bremsleitung fast vollständig abgesunken ist, d. h. die Bremsung praktisch beendet ist, so daß eine Unterbrechung der Bremsung zwangsweise verhindert wird, der Zug also nach dem Einsetzen der Fahrsperre bestimmt zum Stehen kommt. Tritt nämlich durch den Druck des Daumens an der Achse des Auslösehebels auf die Kolbenstange des Bremsventils eine, wenn auch nur geringste Lüftung des Bremsventils ein, so entsteht durch die ausströmende



in Bereitschaft ausgelöst

Abb. 11. Bremsventil.

Bremsluft ein Überdruck auf die äußere Fläche des Bremsventilkolbens, der das vollständige Öffnen des Ventils herbeiführt und dann das Ventil offen hält. Erst wenn die Entlüftung der Bremsleitung bis auf etwa 2 atü fortgeschritten ist, drückt eine Spiralfeder das Ventil wieder zu. Nun erst kann der Druck in der Bremsleitung durch Füllen wieder erhöht werden. Wird dies zu früh versucht, so strömt die zugeführte Druckluft über das Bremsventil einfach ab, das dabei nur weiter offen gehalten wird. Im Laboratorium ist nachgewiesen worden, daß dieses Bremsventil auch noch bei einer Fahrgeschwindigkeit von 4000 km (viertausend), entsprechend einer Einwirkungszeit von $\frac{1}{7200}$ Sekunde, sicher ansprechen würde. Eine weitere Erhöhung dieser Grenze ließ die Versuchseinrichtung nicht zu.

Während der Fahrt braucht nur die Fahrsperre des führenden Triebwagens eingeschaltet zu sein, alle anderen sind zweckmäßig abgeschaltet. Damit dieser Vorgang aber zwangsweise geschieht und nie versäumt werde, ist die Luftzuführung zum Bremsventil am Bremshahn des Wagens abgezweigt (Abb. 15). Steht dieser auf Abschluß nach dem Bremsschlauch zu, so ist die Fahrsperre eingeschaltet, steht er auf Übergang, wie bei allen Zwischenwagen, so ist sie abgeschaltet. Diese Lösung hat sich ausgezeichnet bewährt.

Ist der Auslösehebel in Tätigkeit getreten und hat die Bremse eingesetzt, so soll auch der Fahrstrom selbsttätig abgeschaltet werden. Das geschieht mit Hilfe des sog. Erd-

*) Glasers Annalen, Jubiläumsheft 1927, Seite 167. — Verstechnische Woche vom 26. 9. 1928, Seite XXVII. — Werbe- der Deutschen Reichsbahn: „Signal auf Halt." — Nachenblatt der Schweizer Bundesbahnen 1928, Nr. 5, Seite 72.

schalters (Abb. 12 und 15), der den Steuerstrom an Erde legt, wodurch das Steuerstromrelais für den Triebstrom fällt. Der Erdschalter wird durch einen Luftkolben betätigt, dessen Arbeitskammer während der Fahrt unter Druck steht. Eine Spiralfeder drückt den Kolben ab, der dabei den Schalthebel frei gibt. Tritt Entlüftung durch das Bremsventil ein (Abb. 15), so entleert sich auch die Ableitung des Erdschalters. Der verbleibende Überdruck in der Kammer bewegt den Schalterkolben, der Schalthebel wird mitgerissen und schaltet damit auf Erde. Der Zug ist sofort stromlos. Hinter einem Fenster ist eine weißrote Scheibe erschienen, gleichzeitig wird die Betätigung durch einen darüber sitzenden Zähler vermerkt.

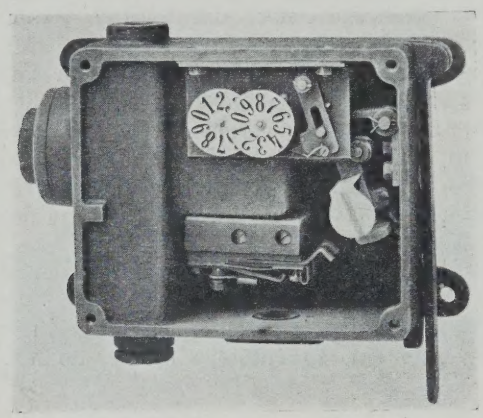


Abb. 12. Erdschalter. Stellung bei Fahrt. Deckel abgenommen. Schalter ausgelegt; Erdleitung unterbrochen. Deckel hat Fenster für die beiden obersten Ziffern, z. Z. 28, und für die Merkscheibe bei eingelegtem Schalter.

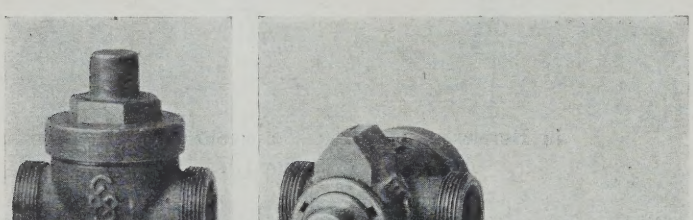


Abb. 13. Entlüftungsventil mit Schlüssel. Hebt Wirkung des Bremsventiles auf.

Um die Fahrt fortsetzen zu können, muß der Erdschalter von Hand wieder ausgerückt werden. Der Fahrer zieht dazu an dem Handgriffe des Ausrückhebels, der vermittels einer Kette den Schalthebel wieder auslegt. Wie beim Bremsventil ist auch hier eine vorzeitige Bedienung verhindert, und zwar dadurch, daß der vorhanden gebliebene Druck in der Kammer den Kolben zunächst festhält, bis der Druck allmählich abgesunken ist oder der Führer den Druck in der Leitung wieder aufgefüllt hat.

Fährt der Zug mit Befugnis an einem Haltsignal vorbei, so wird dennoch das Bremsventil durch das Streckengerät betätigt. Die Bremsung des Zuges muß aber verhindert werden. Dazu ist in die Bremsleitung ein Entlüftungsventil eingeschaltet: ein einfacher, aber zurückfedernder Absperrhahn (Abb. 13 und 15), der durch den Zugbegleiter mittelst eines dreiflügeligen Schlüssels betätigt und so lange abgesperrt gehalten werden muß, bis der Zug an der Fahrsperre vorbei ist. Dann zieht der Begleiter den Schlüssel ab. Der Hahn ge von selbst in die Grundstellung zurück. Seine Wirkung a die Fahrsperreneinrichtung liegt darin, daß er in umgelegt Stellung die Luftleitung nach dem Bremsventil absperrt u dafür die Kammer des Erdschalters entlüftet, so daß dies nicht einfallen kann (Abb. 15). Jede Bedienung wird dur einen angebauten Zähler vermerkt. Um in diesen besonder Betriebsfällen, wozu auch das Einfahren in eine besetz Blockstrecke auf der Stadtbahn gehören kann, die Mitwirku beider Zugbeamten zu erzwingen, ist dieser Hahn auf de Führerstand räumlich so angeordnet, daß ihn der Fahr nicht selbst bedienen und so zugleich anfahren kann.

Sollte die Fahrsperreneinrichtung am Wagen weg Störung einmal tot gelegt werden müssen, so wird ein Abste organ (Rückschlagventil) betätigt (Abb. 14 und 15). Das ein Becherventil, das in der Zuleitung zum Bremsventil lieg

Abb. 14.
Abschalthahn, zum dauernden Abschalten der Fahrsperre.

Bei Störung der Einrichtung dreht der Fahrer den Kreu wirbel fest zu und preßt dabei das Ventil auf seinen Sitz, daß es sich nicht mehr heben kann. Jeder Luftdurchgang na dem Bremsventil ist damit unterbrochen und die Fahrsper ganz außer Tätigkeit gesetzt. Zur Sicherung gegen Mißbrau liegt der Kreuzwirbel unter einer blombierten Schutzkapp

Das Bremsventil sitzt mit am Stromabnehmerbalken, d von den Achsbuchsen des Drehgestells getragen wird. D Bremsventil gehört also zum nicht abgefederten Teil d Wagens und macht alle Bewegungen des Drehgestells gege über dem Wagenkasten voll mit. Deshalb mußte es nach de Wagenkasten zu mit einem kurzen Schlauch angeschloss werden. Nachteile haben sich aus dieser Lösung bis jet nicht ergeben.

In den Abb. 15a und 15b ist noch die Gesamtanordnu der vorstehend beschriebenen Teile schematisch dargeste und ihre Zusammenarbeit angedeutet worden, und zwar beiden Zuständen: in Bereitschaftsstellung, wo alle Leitung und Kammern unter 5 at Druck stehen, und bei der Bremsur Das Entweichen der Luft ist durch Pfeile angedeutet.

Die ungefähre Lage der Einrichtung am Wagen und Führerstand zeigt Abb. 16. Von den Größenverhältniss des Hebels und der Art seines Anbaues am Wagen vermitt die Naturaufnahme, Abb. 17 eine Vorstellung.

Auf den Berliner Triebwagen sind die einzelnen Teile Fahrsperreneinrichtung noch voneinander getrennt angeordn und mit Rohrleitungen verbunden. Inzwischen ist eine schlossenere Bauform entwickelt worden, die technisch fälliger und billiger ist und die auch als Muster für eine V wendung der Fahrsperre auf Dampflokomotiven gedient h (Abb. 18). An Dampflokomotiven muß das Bremsventil dem abgefederten Teile gelagert werden (Abb. 19). Bei ein Probeausführung an einer Tenderlokomotive T12, die v einem Jahre in Dienst gestellt worden ist, haben sich hier aber bisher keine Nachteile ergeben. Für die Erhaltung Ventile wird die Abfederung sogar von Vorteil sein. In

T gsäule befindet sich nur eine glatte Welle; das Bremsventil si t oben, dicht unter dem Umlaufblech. Man ist jetzt dabei, w tere 22 Lokomotiven T 12 in gleicher Weise auszurüsten, d auf einer z. T. schon mit Streckenanschlägen ausgerüsteten si lichen Vorortstrecke Dienst tun. Die Strecke ist rund 4 km lang und hat auf etwa dreiviertel ihrer Länge zugleich

## Die Kosten.

Für die elektrischen Berliner Stadt-, Ring- und Vorortstrecken sind im ganzen geliefert worden (in runden Zahlen):

1150 Wagenausrüstungen, einschließlich Reserve,
150 Streckengeräte mit elektromotorischem Antrieb,
400 Streckengeräte mit mechanischem Antriebe.

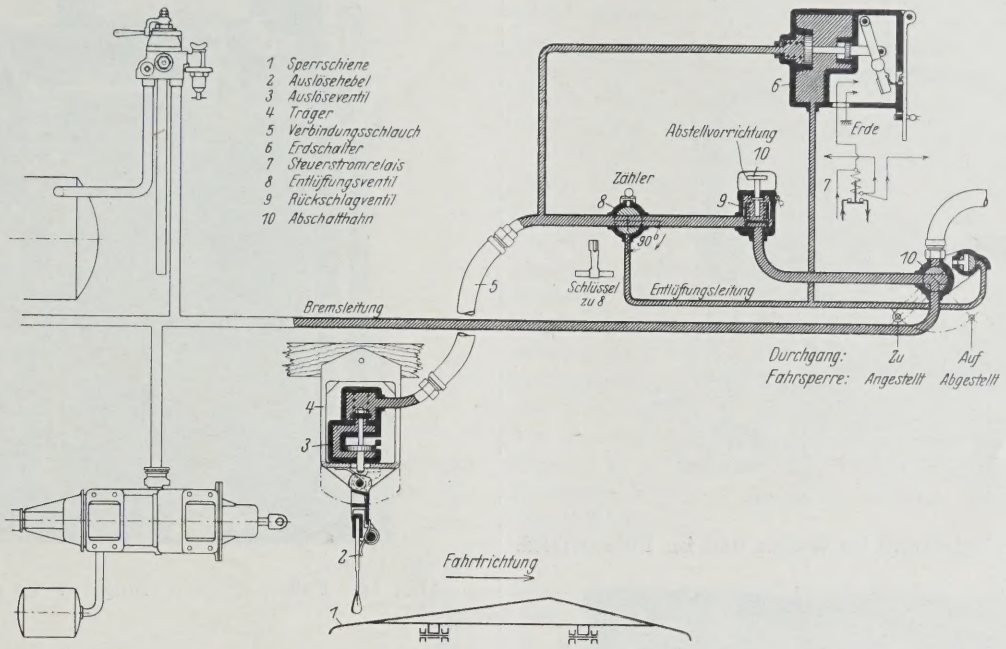



Abb. 15a. Schema der Fahrsperreinrichtung auf dem Fahrzeug. „In Bereitschaft". Alle Leitungen unter gleichem Druck.

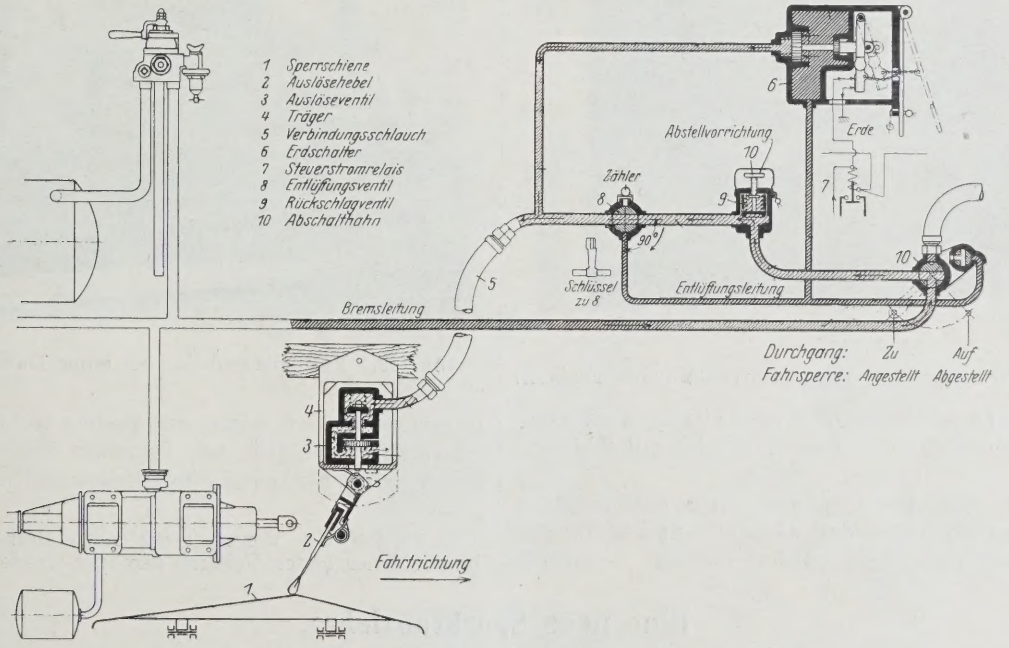



Abb. 15b. Schema der Fahrsperreinrichtung auf dem Fahrzeug. „Ausgelöst". Druckabfall nach dem Auslöseventil zu.

F verkehr. Die Lokomotiven erhalten an jeder Seite einen A lösehebel, haben aber im übrigen nur eine Fahrsperren- ei ichtung. Der Preis dafür stellt sich nur auf rund 1450 ℳ/Lok, w u allerdings noch einige Kosten für bauliche Veränderungen le Lokomotive kommen. Der niedrige Preis hat im vorliegen- le Falle den sehr ernsten Wettbewerb des magnetischen S tems aus dem Felde geschlagen, bei dem der drei- bis vi fache Betrag hätte angelegt werden müssen.

Gezahlt worden sind einschließlich Montage folgende Stückpreise (in runden Zahlen):

| | |
|---|---|
| für eine Wagenausrüstung . . . . . | 900 ℳ |
| „ ein Streckengerät mit elektromotorischem Antrieb . . . . . | 1200 ℳ |
| „ ein Streckengerät mit mechanischem Antrieb . . . . . | 300 ℳ |

Die Unterhaltung erfordert nur sehr geringe Mittel und

beschränkt sich — nach zweijähriger Erfahrung — im wesentlichen auf eine allgemeine Überwachung und Schmierung, wofür noch nicht 1% aufzuwenden ist. Erneuerungen an Wagen- und Streckenausrüstungen sind bisher kaum vorgekommen. Der Ersatz an Hebeln wurde oben mit höchstens

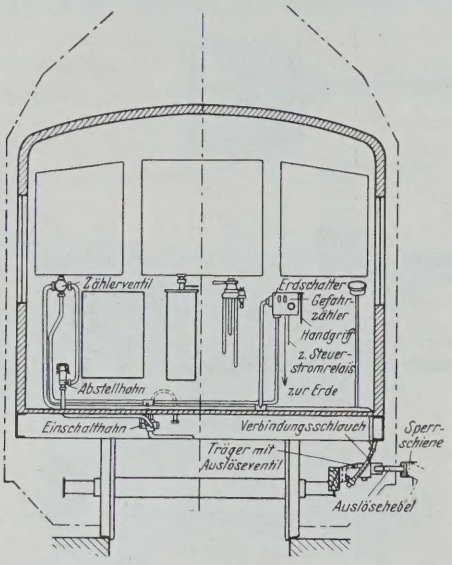



Abb. 16. Fahrsperreinrichtung im Wagen und im Führerstand.

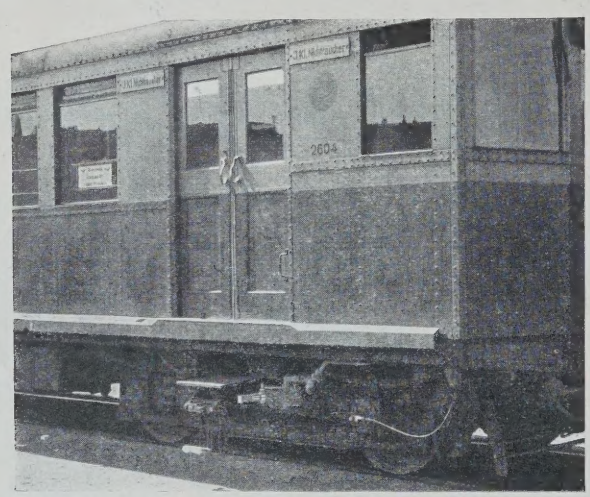


Abb. 17.
Fahrsperrhebel am Wagen. Sitzt mit am Stromabnehmerbalken.

5% angegeben. Für die gesamte Unterhaltung wird man, auch bei längerer Betriebsdauer, durchschnittlich mit 2 bis 3% auskommen.

Bedenkt man, daß der Gedanke einer mechanischen Fahrsperre zwar bekannt war, daß aber alle Stücke für die Berliner Bauart neu entwickelt werden mußten — sowohl zum Streckengerät als auch zur Wageneinrichtung — u daß keine jahrelange Erprobungszeit*) zur Verfügung standen hat, so muß die Berliner Fahrsperre als ein gelunger Wurf bezeichnet werden. Es darf als erwiesen gelten, d

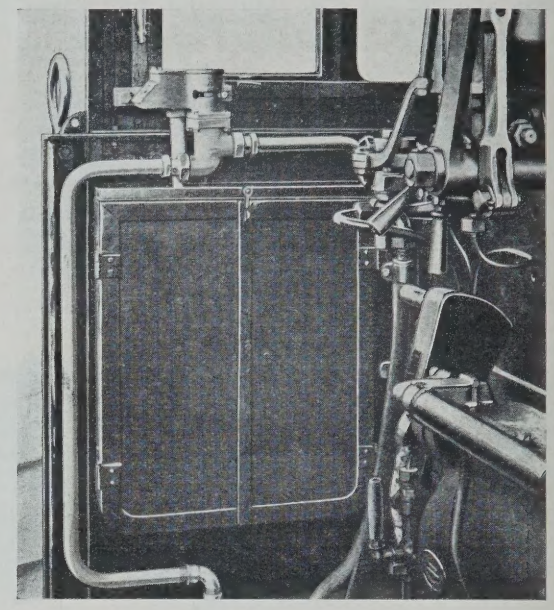


Abb. 18. Fahrsperreinrichtung für die Dampflokomotive.

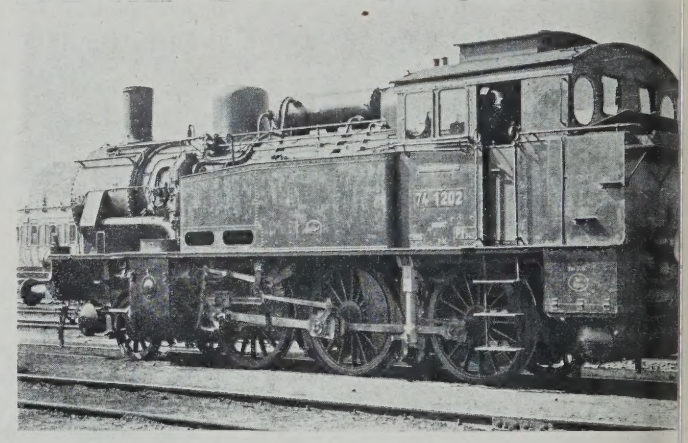


Abb. 19. Fahrsperrenhebel an einer Dampflokomotive T 1

es mit mechanisch wirkenden Mitteln technisch und betrieb einwandfrei möglich ist, fahrende Züge bis zu allen v kommenden Fahrgeschwindigkeiten zu beeinflussen.

*) Auf der Vorortstrecke nach Bernau ist nur 1926 bescheidener erster Versuch gemacht worden.

## Eine neue Spurkranzlehre.

Von **Caesar**, Vizepräsident der Reichsbahndirektion Essen.

In der Niederschrift 104 des Ausschusses für technische Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen vom Jahre 1926 ist die Frage der „scharfen Spurkränze" dahin beantwortet, „daß die Bildung einer scharfen Kante am Spurkranz an sich nicht für betriebsgefährlich gehalten wird; wesentlich sei der Winkel, den die an der Schiene anlaufende Fläche des scharfen Spurkranzes mit der führenden Fläche des Schienenkopfes bildet". Die aus der Niederschrift wiedergegebene Abb. 1 zeigt den Grenzwert für einen abgenutzten Spurkranz bei 4 mm klaffender Zungenspitze. Danach bildet eine Neigung der an der Schiene anlaufen Spurkranzflanke von 27° die Grenze für eine betrieb fährdende Abnutzung des Spurkranzes. Diese Erwägun führten zu einer Spurkranzlehre, die in der gleichen Nie schrift empfohlen wird.

Mehrfache Klagen des Betriebes, daß die empfohl Lehre nicht nur zu schwer und unhandlich, sondern auch die Benutzer außerordentlich gefährlich sei, weil sie zur F stellung der Maße unter die Wagen kriechen müßten, führ zur Prüfung, wie diesen Übelständen abgeholfen werden kön

Bei ergab sich zweierlei. In den Bezirken Essen und Hanner wurde mit einer ursprünglich entworfenen Lehre festgestellt, daß Radflanken mit einer Neigung von 27° ungewöhn-

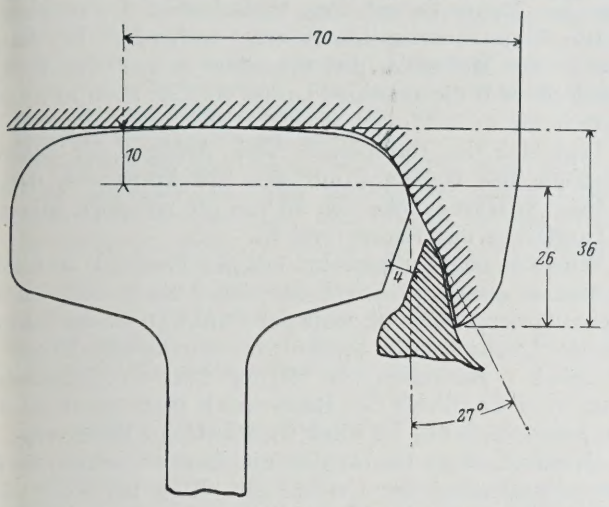



Abb. 1.

liche viele Achsen zum Aussetzen verurteilen. Infolgedessen stützen uns gegen den mit 27° angesetzten Wert und die Brauchbarkeit der in der Niederschrift angegebenen Lehre

von 22° 56′ nachweist. Weshalb trotz Errechnung von 27° der gefährlichere Winkel von 22° 56′ gewählt wurde, ist aus der Niederschrift nicht zu erkennen. Eine Untersuchung über die Frage der Neigungswinkel von 27° und 22° ist in Kürze in dieser Zeitschrift beabsichtigt.

Zunächst soll die neue Spurkranzlehre beschrieben werden. Sie weist einen zulässigen Neigungswinkel von 22° und zwar nicht nur an zwei um 10 und 23 mm außerhalb des Laufkreises eines Rades entfernt liegenden Punkten, sondern um 10 und 23 bis 30 mm liegenden Punkten nach. Zu diesem Zweck ist die zweite Spitze der Lehre der Niederschrift, die bei 23 mm liegt, durch eine entsprechend lange Meßkante ersetzt.

Die Abb. 2 zeigt in mehreren Schnitten die Essener Lehre. Darin bedeutet R den Rahmen, der einerseits an der inneren Radreifenfläche bei F satt anzulegen ist, andererseits mit der Taste T den mittleren Laufkreis der Räder berührt. Dieser Rahmen besteht aus zwei Stahlblechen, in denen die beiden Meßschieber A und B verschiebbar geführt sind. A besteht wieder aus zwei Stahlblechen, liegt zwischen den Rahmenblechen und wird durch die mit a bezeichneten Vorsprünge im Rahmen geführt. B liegt zwischen den Blechen von A und wird durch die mit b bezeichneten Vorsprünge geführt. Die am Rahmen R angebrachte Feder $f_r$ drückt den Meßschieber A in Richtung nach dem Spurkranz. In der gleichen Richtung drückt die an dem Schieber A angebrachte Feder $f_a$ den Schieber B.

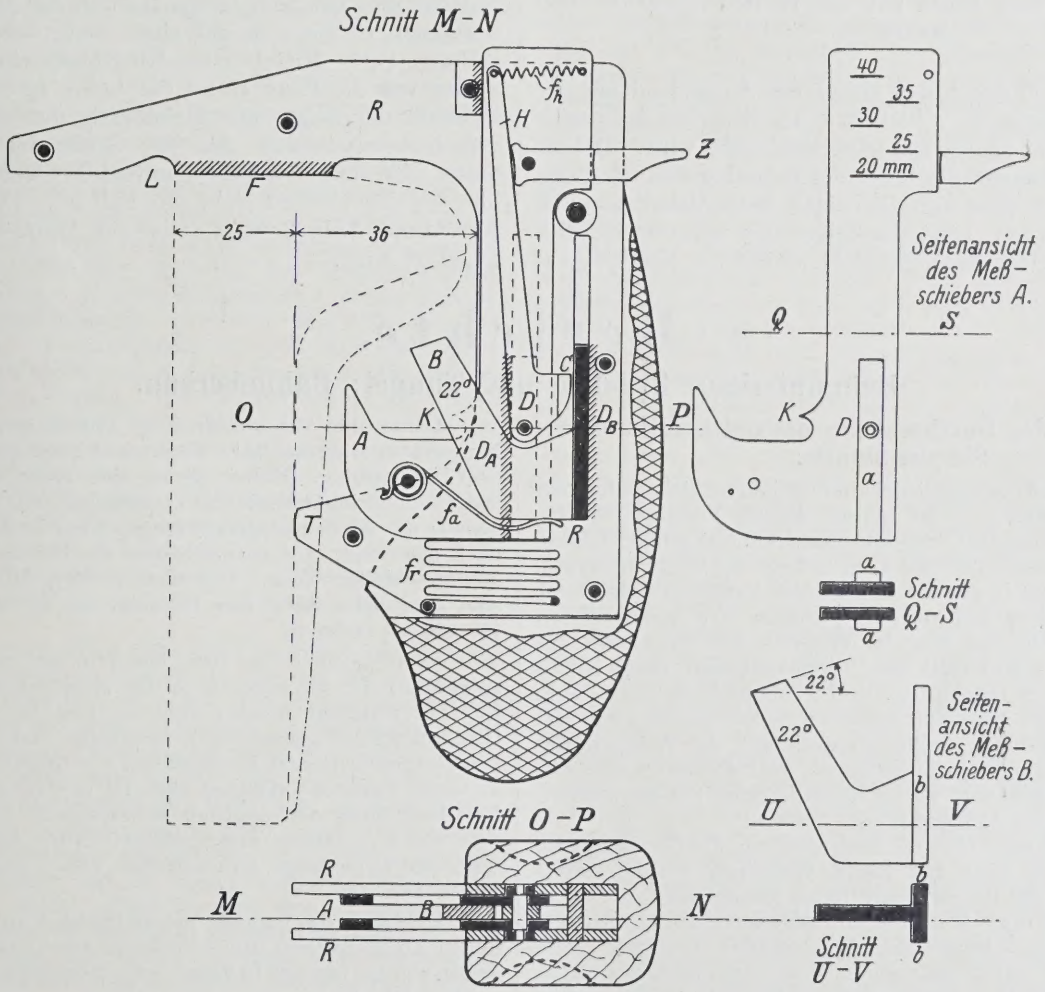



Abb. 2.

berechtigte Bedenken auf, wobei die Nachrechnung das Ergebnis hatte, daß diese Urlehre entsprechend der aus den eingetragenen Maßen abzuleitenden Neigung der Meßspitzen von 5,5 zu 13 mm keinen Neigungswinkel von 27°, sondern

Auf dem Meßschieber A sitzt, um den Punkt D drehbar, ein Bremshebel H, der durch eine Feder $f_h$ an den Meßschieber B im Punkte C so angedrückt wird, daß der Meßschieber A an der Druckfläche $D_A$ des Rahmens und der

Meßschieber B an der Druckfläche $D_B$ des Rahmens anliegend festgeklemmt werden. Wird der Handhebel Z mit dem Zeigefinger in Richtung nach der Hand hingedrückt und dadurch die Kraft der Feder $f_h$ überwunden, dann gibt der Bremshebel H die beiden Meßschieber A und B frei. Schieber B wird in seine äußerste Lage in Richtung des Spurkranzes

Abb. 3. Anlegen der Lehre mit der rechten Hand an den Radreifen.

geschoben, während durch den Druck des Fingers mittels des am Schieber A sitzenden Schiebers Z der Schieber A in seine äußerste Lage vom Spurkranz zurückgedrückt wird. Drückt umgekehrt nach Anlegen der Lehre der Zeigefinger in Richtung nach Achsmitte, so legen sich die beiden Meßschieber A und B an den Spurkranz an. Läßt der Zeigefinger nun den Hebel Z los, dann klemmt der Bremshebel H, durch die Feder $f_h$ angezogen die beiden Meßschieber fest. Nach Abnahme Lehre vom Spurkranz sind die Werte für die Stärke Spurkranzes in 10 mm Abstand vom Laufkreis an der obe Kante des Rahmens auf dem Meßschieber A abzulesen.

Die Kennmarkenspitze K zeigt ferner, ob die Neigu zwischen der Meßspitze des Schiebers A und der Meßka des Schiebers B die zulässige Größe von 22° noch nicht un schritten hat.

Legt sich der Rahmen R nach Anlegen der Lehre Betätigung des Hebels Z auf den Spurkranz auf, dann mit einer Spurkranzhöhe von 36 mm die zulässige Abnutzu der Lauffläche des Rades erreicht.

Wird die Lehre umgekehrt mit der Fläche F an die R außenkante gelegt, während der Anschlag T auf den R reifen aufgesetzt wird, so zeigt der Punkt L, ob der Radrei noch im Laufkreis die Stärke von mindestens 25 mm h Daß dabei — Radreifen von 130 mm Breite vorausgesetzt 10 mm vom Laufkreis des Rades nach innen statt im La kreis gemessen wird, ist ohne irgendwelche Bedeutung.

Erwähnenswert bleibt, daß die Essener Lehre mit 40 Gewicht gegenüber der Urlehre mit 970 g um mehr als Hälfte leichter ist, trotzdem sie zu ihrer handlichen Bedien in einen Holzrahmen eingebaut wurde, der die Federn u schließt und die Führungsleisten vor Schmutz schützt. Verhütung des Rostens wurde nichtrostender Stahl von Kru verwendet. Der Holzrahmen ist wie bei den Revolvergrif geriffelt und hat zum festen Halt in der Hand seitliche V tiefungen, in die sich auf einer Seite der Daumen, auf anderen Seite Mittel- oder Ringfinger einlegen, so daß rechte wie die linke Hand die Lehre fest umspannen ka während der Zeigefinger gleichzeitig den Stellhebel leicht verschieben vermag. Aus der Größe der Lehre ergibt s ferner, daß sie in der Tasche mitgeführt werden kann, währ dies bei der Urlehre nicht der Fall ist. Die photographis Aufnahme Abb. 3 zeigt, wie die Lehre an die Radrei angelegt wird.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Zum Jahrestag des Durchschlages des Gotthard- und des Simplontunnels.

Zwei Großtaten der Ingenieurbaukunst jährten sich vor kurzem zum 50. und 25. Male: vor 50 Jahren, am 29. Februar 1880 erfolgte der Durchschlag des Gotthardtunnels und fast genau 25 Jahre später, am 24. Februar 1905 der Durchschlag des Simplontunnels.

In unserer Zeit, in der wir an derartige Aufgaben ausgerüstet mit hochentwickelten Hilfsmitteln jeglicher Art heranzutreten gewohnt sind, fehlt uns fast der Maßstab für die Größe des Geleisteten und die Kühnheit der Unternehmungen, deren Ruhm mit ihrer Generation hinzusinken droht, obgleich sie auch heute noch in der ganzen Fachwelt von sich reden machen würden. Eine kurze Aufzählung einiger Hauptdaten, die Artikeln der „Schweizer Bauzeitung" entnommen ist, soll deshalb heute den Umfang der Arbeiten und die zu bewältigenden Schwierigkeiten wieder in Erinnerung bringen.

Die Verhandlungen über die Linienführung der Gotthardbahn zogen sich durch 20 Jahre hin und 23 Wahllinien wurden untersucht, bis endlich ein Entwurf mit 15 km Tunnellänge in 1155 m Meereshöhe bei 1700 m größter Überlagerung siegte. Am 4. April 1873 begann der Bau mit Firststollen in belgischer Bauweise. Der Firststollen schritt täglich auf beiden Seiten zusammen um 6,31 m fort, während sich als durchschnittlicher Fortschritt des ganzen Tunnels rund 4½ m errechnen. Als Bohrmaschinen wurden 15 verschiedene Modelle verwendet, die, wie überhaupt die besonderen Tunnelgeräte, erst während der Bauzeit zu ihrer vollen Höhe entwickelt wurden. Die Triebkraft lieferten Wasserkraftanlagen an der Reuß im Norden und an der Tremola und am Tessin im Süden. Elektrische Kraftübertragungen kannte man damals nicht.

Der größte Wasserzufluß im Tunnel erreichte 348 l/sek, Temperatur stieg auf 34°. Nach nicht ganz sieben Jahren erfol der Durchschlag. Dabei erwies sich trotz der großen Höh unterschiede im Gelände die Vermessung und Absteckung als s genau; die Abweichungen betrugen 5 cm in der Höhe und 33 nach der Seite. Insgesamt betrug die Bauzeit neun Jahre, Monate, sieben Tage. Die Kosten $66^2/_3$ Mill. Fr. Leider eine erhebliche Zahl von Unfällen zu verzeichnen, von de 177 tödlich endeten.

Auch beim Simplon bedurfte es einer Vorarbeit 20 Jahren, ehe der erstmals in den siebziger Jahren aufgetauc Plan verwirklicht werden konnte. Den bei der Erbauung Gotthardtunnels gemachten Erfahrungen und den seitdem wese lich fortgeschrittenen Entwicklung der Arbeitsmethoden, die in vielen Punkten erkennen läßt, ist es wohl zu danken, daß Bau hier unter den ungleich schwierigeren Verhältnissen in Zeit von $6^1/_2$ Jahren durchgeführt werden konnte. Verursac doch die 42 m lange Druckstrecke allein eine Verzögerung sieben Monaten.

Die Länge des Tunnels, der im Hinblick auf die zu erwarten hohen Temperaturen und Drücke in zwei eingleisige Tunnel gelöst wurde, beträgt 19,8 km, seine Meereshöhe nur 705 bei 21 größter Überlagerung.

Die größten Schwierigkeiten boten außer den obengenann Druckstellen der Wasserzufluß der auf der Südseite 1200 l/ überstieg und die hohen Temperaturen, die das erwartete noch wesentlich überstiegen und zeitweise 56° betrugen. Mon lang waren stündlich 6000000 Kalorien abzuführen, wozu Stollenwände mit kaltem Wasser bespritzt und die Luft d

äuben von Wasser und durch Eisblöcke gekühlt werden mußte. zugeführte Frischluft stieg bis auf 57 m³/sek.

Die ungeahnten Schwierigkeiten in der Druckstrecke hielten Vortrieb im Süden so sehr auf, daß der Vortrieb der Nord- mehr als 800 m über dem Scheitel hinaus fortgesetzt wurde, in Einbruch einer heißen Quelle der ohnehin äußerst mühe- n Arbeit ein Ende setzte. Die Strecke wurde abgedämmt füllte sich mit heißem Wasser, das erst von der Nordseite Durchschlag angeschlagen wurde *).

Die Schilderung wäre mangelhaft, wollte man nicht auch Männer gedenken, in deren Händen das große Werk lag. Gotthard sind dies vor allem Ing. Favre, der den Abschluß Arbeiten nicht mehr erleben durfte und sein Nachfolger si. Das Zustandekommen des ganzen Unternehmens aber im wesentlichen ein Verdienst des Staatsmannes Escher. den leitenden Männern des Simplonbaues seien hier nur nt der ebenfalls im ersten Baujahr im Tunnel verstorbene Brandt, sodann Brandau und Locher. Sp.

## Der Bau des Somport-Tunnels.

Die im Sommer 1928 eröffnete Eisenbahn Bedous—Jaca die Pyrenäen hat erhebliche Geländeschwierigkeiten zu vinden. Von ihrer Gesamtlänge, 53 km, entfallen 28 km en französischen Anteil, und auf dieser Strecke allein liegen nnel. Der bedeutendste unter ihnen, allerdings nicht ganz ranzösischem Gebiet gelegen, sondern auch auf spanisches erreichend, ist der Scheiteltunnel der Eisenbahn, nach dem unter dem er hindurchführt, Somport-Tunnel genannt. t 7875 m lang; 4070 m wurden von den Franzosen, 3805 en Spaniern erbaut. Der Tunnel steigt von der französischen herauf 3921 m unter 1:29 und fällt nach der spanischen zu auf 3854 unter 1:238; zwischen den beiden Gegenneigungen eine 100 m lange waagrechte Strecke auf 1210 m Seehöhe.

Auf französischer Seite wurde als Kraftquelle beim Bau eichlich vorhandene Wasser benutzt. Unmittelbar neben Tunnelmund wurden zwei 600 PS-Turbinen aufgestellt, die hasen-Wechselstrom mit 25 Wechseln erzeugten. Dieser diente wiederum über zwei 250 PS-Motoren zum Antrieb drei Luftverdichtern zur Speisung der Druckluftbohrer; weitere Motoren von je 50 PS lieferten die Luft zur Lüftung unnels. Außerdem waren noch zwei 60 PS-Motoren zur lfe vorhanden. Die Kraftanlage ist auch nach Beendigung aus erhalten geblieben und in die Kette der Kraftwerke des Tals einbezogen worden. Für Förderzwecke im Tunnel lessen Umgebung waren fünf elektrische Bergwerklokomo- für 60 cm Spur vorhanden; zwei von ihnen wogen 10 t und n je zwei 35 PS-Motoren, die drei anderen hatten bei 4,5 t ht je zwei 15 PS-Motoren. Sie bewährten sich gut, nur im Anfang der Fahrdraht bei den Sprengungen beschädigt ler Lokomotivbetrieb dadurch gestört; man half sich dann mit einem beweglichen Kabel zur Stromzuführung, das tätig von einer Winde auf der Lokomotive auf- und ab- den wurde.

Die Arbeiten begannen mit dem Ausbruch eines Sohl- s von 2,2 × 2,3 m Querschnitt, in dem ein 300 mm weites ngsrohr und eine 75 mm weite Druckluftleitung verlegt . Dann wurde am First ein zweiter Stollen von 2 × 2 m chnitt ausgebrochen. Zu diesen Arbeiten wurden Bohrer 5 bis 80 mm Durchmesser benutzt, die 0,61 bis 2,5 m tiefe r bohrten. Sie arbeiteten mit Druckluft von 5 at Druck. Etwa 2 km vom Tunnelmund entfernt wurde eine wasser- e Tasche angeschlagen, aus der Wasser in solchen Mengen n Tunnel eindrang, daß die Arbeit über eine Woche lang tellt werden mußte. Das Wasser, das schätzungsweise einem Druck von 200 bis 300 m Wassersäule stand, strömte agrechtem Strahl aus, bis es auf etwa 14 m Entfernung nkrecht anstehendem Fels aufprallte. Nach etwa 14 Tagen sich das Wasser verlaufen.

Das anstehende Gebirge war auf französischer Seite Kalk- n und festgeschichteter Schiefer. Der Kalk stand ohne mmerung. Der Schiefer zerfiel jedoch bald, nachdem er mit der Luft in Berührung gekommen war und bedurfte daher der Stützung durch kräftige Einbauten. Stellenweise trat heftiger Gebirgsdruck auf, der die Anwendung einer Eisenbewehrung für die Ausmauerung nötig machte. Allgemein wurden zu diesem Zweck Betonblöcke verwendet, die aus einer Mischung von 300 kg Zement, 400 l Sand und 800 l gröberem Steinzuschlag von 3 cm Korngröße hergestellt wurden. Diese Blöcke wurden auf einer von Eisengerüsten getragenen Schalung verlegt. Wo Wasserzudrang vorkam, wurde das Gewölbe mit einem wasserdichten Überzug versehen und mit einer trocken verlegten Steinschicht abgedeckt. Das Wasser wurde in 50 × 60 cm weiten Gerinnen abgeführt. Wo seitlich fester Fels anstand, aber ein Scheitelgewölbe nötig war, wird dieses von nach Art von Schaft und Schild gemauerten Widerlagern getragen.

Auf französischer Seite war ein großer Teil der 800 Mann starken Belegschaft Spanier. Sie waren namentlich gewandt bei Bearbeitung der Sichtflächen der Felsen. Es wurde in drei Schichten gearbeitet. Die Arbeiter waren in Arbeiterlagern am Tunnelmund untergebracht.

Der Tunnelmund auf spanischer Seite liegt im Tale des Aragonflusses über dem Grenz- und Übergabebahnhof Canfranc. Hier wurde der Fluß, um eine Kraftquelle zu haben, angestaut, und eine 1300 m lange Rohrleitung wurde so verlegt, daß eine Druckhöhe von 49 m ausgenutzt werden konnte. Zwei Turbinen von 150 PS und eine von 200 PS dienten zur Krafterzeugung. Daneben war eine Sauggasanlage zur Aushilfe vorhanden. Zwei 125 PS-Motoren dienten zur Herstellung von Druckluft mit 7 at Druck. Zur Lüftung waren zwei weitere Motoren von 100 PS vorhanden. Die Luftleitung für die Lüftung hatte am Tunnelmund 80 cm Durchmesser, war dann auf 40 cm und an der Arbeitsstelle auf 17,5 cm abgesetzt. Die Druckluft zum Antrieb der Bohrer wurde der Arbeitsstelle in einer ebenfalls 17,5 cm weiten Leitung zugeführt. In der Minute mußten an die Arbeitsstelle 150 m³ Luft geliefert werden. Zur elektrischen Beleuchtung wurden 20 PS gebraucht; daneben wurden Azetylenlampen verwendet. Um den nötigen Steinschlag für den beim Tunnelbau nötigen Beton zu gewinnen, wurden vier Brecher aufgestellt, zu deren Antrieb 60 PS nötig waren.

Anfangs wurde nur von Hand gebohrt, dabei kam man aber täglich nur 1 m vorwärts. Dann wurden drei Monate lang Druckluft-elektrische Bohrer verwendet, mit denen ein Baufortschritt von 2,5 bis 3 m erreicht wurde. Schließlich ging man zu reinem Druckluftantrieb der Bohrer über, wobei auch Werkzeuge deutscher Herkunft (Flottmann) verwendet wurden. Verlangt wurde ein Baufortschritt von 5 m täglich. Dieser konnte mit dem anfangs geübten österreichischen Verfahren nicht erreicht werden, und man ging daher zum belgischen Verfahren über. Zum Ausräumen wurde eine Schaufel mit elektrischem Antrieb verwendet, die stündlich 60 m³ leisten konnte. Auf diese Art konnten täglich vier bis fünf Sprengungen vorgenommen werden. Zur Abförderung des Ausbruchs dienten Dampflokomotiven auf 70 cm-Spurgleisen. Die Lokomotiven fuhren, um die Rauchbelästigung möglichst zu verringern, mit durchgebranntem Feuer, aber mit reichlich vorhandenem Dampf in den Tunnel ein und fuhren so schnell wie möglich mit einem Zug von 30 Wagen zu 1,5 m³ Fassungsraum wieder aus. Ihr Inhalt diente dazu, den Raum für den Bahnhof Canfranc zu schütten. Zeitweilig behinderte der starke Schneefall die Abförderung so, daß der Ausbruch zunächst in fertiggestellten Teilen des Tunnels abgelagert werden mußte. Auch auf der spanischen Seite wurde die Arbeit zeitweilig durch starken Wasserandrang gestört. Eine Anzahl dauernd fließender Quellen lieferte bis 490 m³ Wasser, das in Rohrleitungen abgeführt werden mußte.

Das auf spanischer Seite anstehende Gestein war ebenfalls Kalk und toniger Schiefer. Namentlich der letztere bereitete beim Bohren erhebliche Schwierigkeiten: er quoll bei Berührung mit Luft auf und zerfiel zu Pulver, das stellenweise so lästig wurde, daß es durch Besprengen mit Wasser niedergeschlagen werden mußte. Die Stärke der Ausmauerung schwankt zwischen 0,30 und 1,20 m; stellenweise mußte auch hier Eisenbewehrung eingelegt werden. Die Steine zu diesem Zweck wurden in einem hierzu angelegten Steinbruch gewonnen und auf einer schiefen Ebene herangeschafft.

Am 1. Januar 1909 wurde mit dem Tunnelbau auf spanischer Seite begonnen, am 13. Oktober 1912 wurde der Tunnel durch-

*) Die Achsabweichungen betrugen in der Höhe 9 cm und Seitenrichtung 20 cm.

geschlagen, und der Ausbau dauerte noch bis zum Februar 1915. Der Bau verlief ohne nennenswerte Unfälle. Bei dem rauhen Winterwetter in jener Höhe mußten besondere Maßnahmen getroffen werden, um die erhitzt aus dem Tunnel heraustretenden Arbeiter vor Erkältungen zu schützen.

Die Tunnelachsen trafen sich von beiden Seiten mit einer Abweichung von 18 mm. Um die Achse festzulegen, waren Betonblöcke mit einer darauf stehenden Säule von 60 cm Querschnitt und 1 m Höhe mit eingelassenen Bronzeplatten benutzt worden, die seitlich noch versichert waren. Ähnlich wurden die Grundlinien des Dreiecknetzes vermarkt, mit dessen Hilfe die Tunnelachse über das Gebirge hinübergetragen wurde. Fünf Basispunkte dieses Netzes lagen in Frankreich und fünf in Spanien; sie kamen in 600 bis 1000 m Höhe über den Tunnel zu liegen. Die Längen wurden mit Drähten von 24 m Länge gemessen, die dabei durch Federn gespannt wurden. Da die Punkte in verschiedener Höhe lagen, wurden hölzerne Dreiböcke beim Messen verwendet. Wernekke.

### Schienenbrüche der schwedischen Staatsbahnen 1928.

Im Jahre 1928 hat bei den schwedischen Staatsbahnen, die bekanntlich eine besonders eingehende Schienenbruchstatistik führen, wohl infolge ungünstiger Temperaturverhältnisse in den Wintermonaten eine auffällige Steigerung der Schienenbrüche von 267 i. V. auf 354 stattgefunden. Mit dem Jahre 1928 ist ein Fünfjahreszeitraum verflossen seit der Verlegung von Schienen mit erhöhter Härte des Stahles, entsprechend einer Festigkeit von mindestens 75 kg/qmm. Diese Mindesthärte war zu jener Zeit die höchste, die von einer europäischen Bahn gefordert wurde, und die bisherigen Ergebnisse sind daher von Bedeutung. Bis sich die Werke richtig auf die neue Festigkeit eingestellt hatten, kam es auch vor, daß Schienen mit bis zu 85 und 90 kg/qmm Festigkeit geliefert wurden. Im allgemeinen bestätigte sich wieder die Erfahrung, daß Martinstahlschienen den Bessemerstahlschienen an Sicherheit gegen Bruch überlegen sind. Das Gesamtergebnis zeigt, daß die Ansicht berechtigt war, daß auch in dem harten schwedischen Klima eine Mindestfestigkeit von 75 kg/qmm verlangt werden kann. Für Schienen aus basischem Bessemerstahl scheint indessen eine Festigkeit über 80 bis 85 kg/qmm nicht ratsam und eine Erhöhung der Mindestfestigkeit über 75 kg/qmm daher nicht geeignet. Für Schienen aus Martin- oder Elektrostahl ist dagegen eine Aufhöhung auf 80 kg/qmm nicht unmöglich, wenn es sich herausstellen sollte, daß sich dabei wesentliche Vorteile in Form geringerer Abnützung und Niederhämmerung der Schienenstöße ergeben. Dr. S.

### Schwellentränkung in Amerika.

Auch in Amerika beginnt der Holzreichtum zu versiegen und man wird immer mehr auf die Notwendigkeit der Erhaltung des Holzes und die Wirtschaftlichkeit der Verwendung aufmerksam. Getränktes Holz wird nicht nur bei Schwellen, Telegraphenstangen, Brücken angewendet, sondern jetzt ausnahmslos überall, wo Holz gebraucht wird. Aber man geht noch weiter. Die Tränkung schützt das Holz wesentlich länger, wenn am getränkten Holz bei der Verwendung eine Säge oder eine Axt nicht mehr zur Anwendung kommt. Angeschnittene und angesägte Stellen des Holzes sind Angriffspunkte für den Wurmfraß. Das Holz s vor der Tränkung voll bearbeitet, gedexelt, gebohrt usw. und kein Werkzeug sollte das Holz von Kreosol mehr freile In Amerika ist man hierin bei Schwellen, Telegraphenstan und Brückenhölzern schon sehr weit gekommen. Tränku anstalten werden in dem Sinne vervollkommnet, daß sie verwickelte Brückenrahmen großer Ausmaße mit genau vo gerichteten Bolzenlöchern aufnehmen können. — In letzter wurden auch bemerkenswerte Versuche mit der Tränkung gro hölzerner Wasserbehälter für Eisenbahnzwecke angestellt. der Illinois-Centralbahn wurden solche Behälter für 135, 225 450 l Gehalt im ganzen getränkt. Ursprünglich machte sie aus weichem Holz, jetzt aber aus härterem Holz, indem auf 0,02 cbm Holz 6 kg Kreosol anwendet, um die Tränk ganz tief hineinzubringen. Die Behälter werden völlig fe getränkt, kein Nagelloch wird mehr gebohrt. Man hofft dad die Lebensdauer solcher Behälter von 25 Jahren, die z. Z. Regel gelten, auf 40 zu erhöhen. Auch bei Brückenhölzern schieht alle Bearbeitung vor der Tränkung. Wegen Feuersge soll kreosolgetränktes Holz nicht sofort verwendet werden, sich die entflammbaren Bestandteile verflüchtigt haben. Dr.

### Verwendung von Kohlenschlacken bei Rutschunge

Bei aufgetretenen Rutschungen tonhaltiger Bodenma werden häufig Kohlenschlacken und andere sonstige in größ Menge zur Verfügung stehende Feuerungsrückstände zum Er der abgerutschten Massen und zur Verfüllung von Sickerschli verwendet. In sehr vielen Fällen wird durch diese Maßna einer weiteren Ausbreitung der Rutschungen, wenn auch n immer dauernd, so doch für längere Zeit mit gutem Erfolge gegnet. Wie dieser Erfolg zustande kommt, darüber gehen Meinungen auseinander. So begegnet man öfters der Ansi daß durch das Aufbringen von Kohlenschlacken eine chemi Verfestigung der zu Rutschungen neigenden Bodenmassen he geführt wird, indem die in der Kohlenschlacke enthaltenen vorübergehend freiwerdenden Säuren mit den Alkali- und K verbindungen des Rutschbodens feste Verbindungen mit h Reibungsziffer eingehen. Eine solche Wirkung kann nicht treten, weil die allenfalls vorhandenen Säuremengen hierzu zu gering sind, die Schlacken meist gar nicht sauer, sond neutral, oft sogar auch alkalisch reagieren. Da Tonmassen u Einwirkung alkalischer Lösungen in erhöhtem Maße zum Flüs werden neigen, kann von der Schlacke keine chemische festigung der Bodenmassen, eher eine gegenteilige Wirk erwartet werden. Nach den übereinstimmenden Urteilen Chemischen Versuchsabteilung des Reichsbahna besserungswerks Brandenburg West, der Preußisc Geologischen Landesanstalt und der Deutsc Forschungsgesellschaft für Bodenmechanik ist hier eine Verfestigung der Bodenmassen durch Aufbringen von Schla nicht möglich. Wenn durch den Einbau von Schlacken trotz Erfolge erzielt worden sind, so kann dies nur darauf beru daß die Schlacken Wassermengen bis zu einem gewissen Umf aufsaugen und abführen und auf diese Weise ein Aufquellen Tons verhindern.

A. d. Z. „Die Reichsbahn

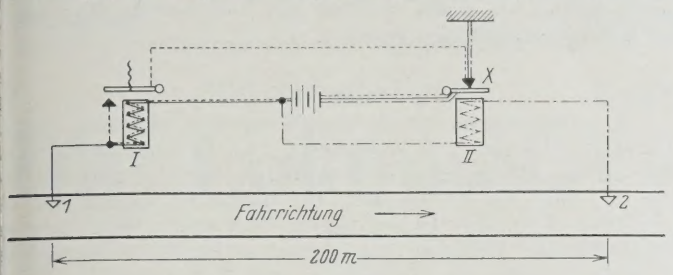
## Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

### Einfache Vorrichtung zur Überwachung der Fahrgeschwindigkeit an Langsamfahrstellen.

Bei der Durchführung von Oberbauarbeiten und sonstigen Arbeiten am Gleis und an Bauwerken ist in der Regel erforderlich, die Geschwindigkeit der Züge vorübergehend herabzusetzen. Das gleiche gilt, wenn bei der Ausführung derartiger Arbeiten die Züge auf Nebengleise abgelenkt werden müssen und zu diesem Zweck Weichenstraßen zu durchfahren haben. Wenn auch das Lokomotivpersonal insbesondere in jüngster Zeit eingehend mit Anweisungen versehen wird, die die Beachtung solcher Langsamfahrstellen sichern sollen, erscheint es in besonderen Fällen doch nicht unangebracht, eine Kontrolle einzurichten, durch die in einer jeden Zweifel ausschließenden Weise die tatsächliche Geschwindigkeit festgestellt wird. Dies kann mit einfachen Mitteln folgendermaßen geschehen:

Die Anlage ist in der Abbildung schematisch darges In dem langsam zu befahrenden Gleis werden in 200 m Abs — die Entfernung kann je nach Bedarf natürlich auch gr oder kleiner gewählt werden — zwei gewöhnliche Durchbiegu kontakte eingebaut, von denen bewegliche Kabelleitungen zu in einem einfachen Kasten untergebrachten Überwachung richtung führen. Diese besteht aus einem Geschwindigk messer (Morseschreiber mit Uhrwerk), der den Streifen mit Geschwindigkeit von 4 cm/Min. weiterbewegt. Nach Befa des Schienenkontaktes 1 wird der Stromkreis des ersten Schie kontaktes geschlossen, der Anker des Elektromagneten I angezogen. Gleichzeitig wird auch ein punktiert darges Stromkreis 2 geschlossen, wodurch der Anker beim Ele magneten I festgehalten wird, so daß der Schreiber einen unterbrochenen Strich auf dem Papierstreifen erzeugt. Befahren des Schienenkontaktes 2 durch die erste Achse wir

itter Stromkreis, der strichpunktiert dargestellt ist, geschlossen d hierdurch wiederum der zweite (beim Elektromagneten II rch Anziehen des Ankers) geöffnet, wodurch auch wiederum r Stromkreis I geöffnet wird. Der Schreibanker fällt ab. Die r Fahrgeschwindigkeit entsprechende Strecke ist auf dem




chaltbild eines Geschwindigkeitsmessers für kurze Langsamfahrstrecken (Gleisumbau).

rsestreifen aufgezeichnet. Nach Durchfahrt der Züge wird r Kontakt bei X wieder von Hand geschlossen und dadurch r Stromkreis I für die nächste Zugfahrt vorbereitet. Das Stück s gummierten Morsestreifens, auf dem der Fahrtverlauf aufzeichnet ist, wird durch den Bediensteten, der die Einrichtung erwacht — hierzu kann ein Sicherheitsposten Verwendung finden — abgeschnitten, mit der Zugnummer versehen, und in ein Überwachungsbuch eingeklebt. Derselbe Mann schaltet auch den Kontakt X und kann, wenn größere Zugpausen zu erwarten sind, das Uhrwerk für die Zeit der Pause abschalten. Durch Vergleich der Länge der aufgezeichneten Striche mit der, die dem angeordneten Fahrtverlauf entspricht und die leicht ausgerechnet werden kann, ist die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit auf der Gefahrstrecke für jeden Zug einwandfrei zu ermitteln. Handelt es sich um Langsamfahrstellen, die Tag und Nacht vorhanden sind, so kann die Bedienung durch die Wache, die in der Regel an solchen Stellen aufgestellt wird, erfolgen. Geschwindigkeitsmesser, Kontakte, Batterie sind in einem einfachen Kasten untergebracht, der an einer Telegraphenstange oder sonstwie aufgehängt werden kann. Alle empfindlichen Teile sind so gegen Witterungseinflüsse geschützt.

Die Einrichtung ist bei Gleisumbauarbeiten mit Erfolg verwendet worden, sie hat nicht nur zur Folge gehabt, daß die Fahrgeschwindigekit einwandfrei überwacht werden konnte, sondern es hat sich auch gezeigt, daß, sobald bekannt wurde, daß eine derartige Einrichtung vorhanden war, das Lokomotivpersonal die Gefahrstrecken mit ganz besonderer Vorsicht befährt. Geschwindigkeitsüberschreitungen sind kaum festgestellt worden.

Auf die Bedeutung der einwandfreien Unterlagen über die Fahrgeschwindigkeit bei etwaigen Unfällen an solchen Stellen sei nur hingewiesen. Dr. Ing. Derikartz.

# Buchbesprechungen.

r. Ing. Wilhelm Müller, ord. Professor an der Technischen Hochschule Dresden. **Massenermittlung, Massenverteilung und Kosten der Erdarbeiten.** 94 Seiten mit 55 Abbildungen im Text und auf Tafeln. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin 1929. Preis 7.50 *RM*.

Das vorliegende Buch ist aus der Darmstädter Doktorssertation des Verfassers in seinen Anfängen hervorgegangen. rt hat er bereits die, wie später betont, stets positiven Raumfler bei der üblichen Berechnung der Erdmassen nachgewiesen d ein neues zeichnerisches Verfahren mittels Massenmaßbben für verschiedene Gelände- und Erdkörperverhältnisse r genauen Ermittlung des Inhaltes der Erdkörper angegeben. genüber dem bisherigen Verfahren wird eine Vereinfachung rch den Fortfall des Flächenplanes bei Zeichnung des Massenplanes erzielt*).

Die jetzt erschienene umfangreichere Arbeit würdigt das unhardtsche und das Goeringsche Verfahren und führt gangs die hauptsächlichen einschlägigen neueren Quellen an. wird nun ein neues einheitliches Verfahren entwickelt**). ter Anpassung an die wirklichen Arbeitsvorgänge werden die nterlagen für die vorteilhafteste Massenverteilung und die gültige Kostenberechnung der Erdarbeiten geliefert. Zunde gelegt wird der vom Massenplan losgelöste bildliche hrplan (Betriebsplan) unter Einführung des Begriffs der „ideellen rderstrecke". Daß hierbei noch umfangreichere Rechnungen orderlich bleiben, ist natürlich. Die Kostenermittlung wird dem Beispiel eines 3,7 km langen Bauloses mit 59200 m³ lösenden Bodeninhaltes bei Baggereinsatz gezeigt. Daß die chnung der Massenlinie ein klassisches Beispiel der graphischen egration darstellt, hätte vielleicht etwas näher erörtert werden nnen.

Das Buch kann als ein wertvoller Beitrag zur Rationalisrung der Erdarbeiten bezeichnet werden.

Die Ausstattung des Buches ist vorzüglich. Sein eingehendes dium und seine Anwendung darf den an Vorarbeiten und Bau von Eisenbahnen und Straßen beteiligten Kreisen, Studierenden sowohl als auch ausführenden Fachleuten, angelegentlichst empfohlen werden.

Wegele, Darmstadt.

*) Vergl. Organ 1918, 10. Heft, S. 149.
**) Vergl. Bautechnik 1926, S. 119.

Max Büttner, Dr. phil.: **Die Beleuchtung von Eisenbahn-Personenwagen mit besonderer Berücksichtigung der elektrischen Beleuchtung.** Vierte Auflage. Berlin. Verlag von Julius Springer. Preis geb. 12.— *RM*.

Von dem Werk „Die Beleuchtung der Eisenbahn-Personenwagen von Dr. M. Büttner" ist vor kurzem die vierte Auflage erschienen — ein Beweis für die sehr günstige Aufnahme des Buches in Fachkreisen. Seit dem Erscheinen der letzten Auflage, Ende 1924, hat die Entwicklung — besonders der elektrischen Zugbeleuchtung — rasche Fortschritte gemacht. Große Bahnnetze verwenden sie ausschließlich; andere, denen die Mittel zu großzügigen Änderungen fehlen, rüsten wenigstens alle neuen Fahrzeuge mit elektrischer Beleuchtung aus. Dagegen verlieren die früher herrschenden Beleuchtungsarten mit flüssigen und gasförmigen Brennstoffen an Bedeutung; dementsprechend ist auch der mehr historische erste Teil des vorliegenden Buches gekürzt worden. Der zweite Teil behandelt zunächst ausführlich die Sammler, wobei die alkalischen erhöhtes Interesse beanspruchen. Eine Erweiterung hat auch die Zugbeleuchtung von der Lokomotive aus erfahren, die sich besonders für Schmalspur- und Nebenbahnen eignet. Vergl. die neuen Schaltbilder der Gesellschaft für die elektrische Zugbeleuchtung und der Fahrzeugbeleuchtungs-Gesellschaft (Fabeg). Völlig neu bearbeitet ist dann der wichtigste Teil, die „Beleuchtung mit Maschinen, deren Antrieb von der Wagenachse aus erfolgt". Hier sind nicht weniger als 18 verschiedene Systeme beschrieben. Der Kampf der Meinungen ist noch kräftig im Gange, so daß dem Verfasser die Auswahl schwer gefallen sein mag. Aufgenommen sind u. a. einige neuere Antriebsarten, ferner das Einheitssystem der Deutschen Reichsbahn mit seinen charakteristischen Kohlereglern für Maschine und Lampe, die Tirillregler und einige neuere ausländische Systeme. Der Verfasser bietet nicht nur einen guten Überblick, sondern auch eine kritische Würdigung der Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme. Etwas stiefmütterlich sind die Leuchten behandelt. Man vermißt ferner ein Kapitel über die Beleuchtung elektrisch betriebener Fahrzeuge, welche den Strom aus der Fahrleitung oder dritter Schiene beziehen. Auch hier gibt es trotz der scheinbaren Einfachheit Probleme, die der Erwähnung wert sind. (Große Spannungsschwankungen, Notbeleuchtung.)

Hervorzuheben ist die gute Auswahl und vorzügliche Wiedergabe der Zeichnungen und Bilder.

Das Buch ist sowohl für den Konstrukteur wie für den Betriebsleiter von besonderem Wert. Breuer.

# Verschiedenes.

## Weltkraftkonferenz.

In diesem Jahre wird zum ersten Male nach langer Zeit die tsche Reichshauptstadt wieder der Schauplatz einer internationalen technisch-wirtschaftlichen Veranstaltung größten Stiles sein. Vom 16. bis 25. Juni werden in Berlin die hervorragendsten Vertreter der Technik und der Wissenschaften, der

Industrie und der Wirtschaft sowie führende Staatsmänner aus rund 50 Staaten zusammenkommen, um an den Verhandlungen der Zweiten Vollsitzung der Weltkraftkonferenz teilzunehmen.

Die Weltkraftkonferenz, von England ins Leben gerufen, um durch internationale Zusammenarbeit die Erzeugung, Verteilung und Verwendung von Energie in jeder Form wissenschaftlich und industriell zu fördern, fand als Vollkonferenz zum ersten und bisher einzigen Male im Jahre 1924 in London statt. Seitdem wurden nur Teilkonferenzen abgehalten; in Basel (1926) standen Fragen der Wasserkraftnutzung und Binnenschiffahrt, in London (1928) Brennstoffragen zur Erörterung. Auch die Veranstaltungen in Barcelona (Mai 1929) über Wasserkrafterschließung und in Tokio (Oktober 1929) über die Entwicklung der Energiequellen stellten Teiltagungen dar; die letztgenannte fiel mit dem großen Weltingenieurkongreß zusammen.

Die gesamte Leitung liegt in den Händen der vom Deutschen Nationalen Komitee geschaffenen Organisation, deren Geschäftsstelle sich im Ingenieurhaus, Berlin NW 7, befindet. Für die Konferenz wurden bereits umfassende Vorarbeiten geleistet. Nicht weniger als 300 der bedeutendsten deutschen Fachmänner sind seit mehr als einem Jahr dafür tätig, den Boden für eine fruchtbringende Arbeit auf den einzelnen Fachgebieten — feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe, Dampf-, Verbrennungs- und Wasserkraft, mechanische Energie, Elektrizität, schließlich Normung, Ausbildung, Statistik u. a. m. — vorzubereiten.

Unter den 48 Ländern, die der großen weltumspannenden Organisation der Weltkraftkonferenz angehören und ihre hervorragendsten Vertreter zur nächsten Vollsitzung im Juni d. Js. nach Berlin senden werden, steht Deutschland hinsichtlich seiner wissenschaftlichen Beteiligung mit rund 60 von insgesamt 400 Beiträgen an zweiter Stelle. Nur die Vereinigten Staaten steuern noch eine größere Anzahl von Berichten bei. Diese Berichte werden in 34 verschiedenen Sektionen von deutschen Generalberichterstattern in zusammengefaßter Form den Tagungsteilnehmern übermittelt.

Die danach einsetzende Diskussion wird den wertvollsten Teil der Konferenz bilden und zu wichtigen Entschließungen führen. Durch eine für den besonderen Zweck geschaffene Sprachenübertragungsanlage wird jede Rede in den drei Kongreßsprachen deutsch, englisch und französisch zugleich hörbar gemacht werden.

Die für den Eisenbahnfachmann wichtigsten Sektionen sind Sektion 26: Eisenbahn mit Dampf und elektrischem Betrieb, für die als Generalberichterstatter die Reichsbahndirektoren Fuchs und Wechmann wirken, Sektion 30: Fahrzeuge und Flugzeugmotoren, Sektion 31: Kraftübertragung in Fahrzeugen und Fabriken mit Professor Kammerer als Generalberichter. Weitere interessierende Sektionen sind Sektion 7: Bau und Betrieb von Energiegroßanlagen, Werke mit kombinierter Energiewirtschaft insbesondere auch Heizkraftwerke, Sektion 10: Dampf- und Gasturbinen und Kolbenmaschinen, Sektion 11: Kessel und Feuerungen, Sektion 15: Wirtschaftliche Fragen der Großkraftspeicherung, Sektion 19: Schaltanlagen einschließlich automatischer Steuerung von Kraftwerken, Sektion 21: Blitzschutz und gegenseitige Beeinflussung von Starkstrom- und Schwachstromleitungen.

Nach Schluß der Tagung werden auf mehreren sternförmig von Berlin ausstrahlenden Reisen den Teilnehmern der Tagung die Stätten deutscher Arbeit und deutschen Schaffens gezeigt und dabei rund 200 Industrieanlagen besichtigt werden. In Berlin: die bedeutendsten elektrotechnischen Fabriken, Kraftwerke, Gaswerke, wissenschaftliche Institute und u. a. die größte Dampfspeicheranlage und die größte Gleichrichter-Bahnstromversorgungsanlage der Welt; in der Nähe Berlins: Braunkohlengruben und bedeutende Braunkohlenkraftwerke; im Rheinland: Steinkohlen- und Braunkohlenbergwerke, Kokereien, Hüttenwerke, Elektrizitätswerke und Ferngasversorgungsanlagen, ferner eine 220/380 kV-Anlage und das größte Pumpspeicherwerk Europas; in Mittel- und Süddeutschland: mehrere große im Bau befindliche Pumpspeicheranlagen, chemische Fabriken, ein großes Dampfkraftwerk für Höchstdruckdampf in Baden und die 220/380 kV-Leitung von Rheinland-Westfalen nach der Schweiz. In Bayern ist die Besichtigung großer Wasserkraftanlagen und des Deutschen Museums in München vorgesehen, außerdem werden bedeutend elektrochemische Anlagen gezeigt. In Schlesien werden di Stromversorgungswerke für die elektrischen Gebirgsbahnen, ferne bekannte Kohlengruben und Hüttenwerke zu sehen sein. Weiter hin führen die Fahrten zu den Schiffswerften in Norddeutschland ferner werden in vielen Städten die Technischen Hochschule mit ihren Einrichtungen gezeigt.

## IEC-Volltagung 1930.

Anschließend an die Weltkraftkonferenz in Berlin hält di IEC (Internationale Elektrotechnische Commission ihre siebente Volltagung in Stockholm, Kopenhagen und Osl vom 27. Juni bis 9. Juli ab. Die letzte Volltagung der IE fand 1927 in Bellagio (Italien) statt. Zum ersten Male gilt dami der Besuch der IEC den drei nordischen Ländern. Kopenhage ist Sammelpunkt der Teilnehmer, die Kongresse und Arbeit sitzungen finden in Stockholm statt, in Oslo die Schluß versammlung der bedeutenden Tagung.

Die Eröffnung der Vollversammlung und die Begrüßung der Teilnehmer findet am 27. Juni in Kopenhagen durch di Vertreter der einladenden dänischen, norwegischen und schwe dischen National-Komitees statt. Alle technischen Sitzunge werden vom 30. Juni bis 5. Juli in Stockholm abgehalten die Ratssitzung und die Hauptversammlung als Abschluß de Tagung in Oslo am 9. Juli.

Die Reise geht von Kopenhagen über Helsingör nach Göte borg zu den Trollhättan-Fällen, wobei unterwegs noch wichtig Kraftwerke besucht werden, die den größten Teil Südschwedens mit elektrischer Energie versorgen. Von Göteborg geht es au der 450 km langen elektrifizierten Strecke nach Stockholm. Di schwedische Regierung stellt für die Sitzungen der IEC da schwedische Parlamentsgebäude zur Verfügung.

Nach Beendigung der Arbeitsitzungen in Stockholm findet die Tagung in Oslo ihren Abschluß. Kr.

## Das fünfzigjährige Jubiläum der Rillenschiene.

Fünfzig Jahre sind vergangen, seit in der Hütte Ruhrort de früheren Phoenix-A.-G. die ersten Rillenschienen gewalzt wurden Aus diesem Anlaß hat die heutige Inhaberin dieser Hütte, di Vereinigte Stahlwerke A.-G. Dortmund, eine Broschüre im Um fang von 75 Seiten herausgegeben. Knapp gehaltene Einzel kapitel geben an Hand zahlreicher Abbildungen einen guten Überblick über das gesamte Gebiet der Herstellung und Ver wendung der Rillenschienen. In einzelnen Kapiteln sind zunächst die Vorläufer der Rillenschiene behandelt, die als flache Rillen später ähnlich den heutigen Profilen, aber in zwei Teilen mit angeschraubter Zwangsschiene („Bochumer Schiene") oder als eine Art Vignolschiene mit waagrechtem Flansch an der unteren Seite des Kopfes („Feralschiene") gewalzt wurde, wobei die an schließenden Pflastersteine die andere Begrenzung der Rill bildeten. Ferner behandelt ein Kapitel die Schwierigkeiten de Walzvorganges die anfänglich auftraten, ein weiteres die Be strebungen der Konkurrenz durch nachträgliches Umwalzen de wagrechten Flansches einer Feralschiene eine Rillenschiene her zustellen. Das nächste Kapitel bringt die weitere Entwicklung der Rillenschiene und von Sonderschienen für Bahnen mit unter irdischer Stromzuführung. Anschließend daran sind die der zeitigen deutschen Normalprofile gezeigt. Das Streben nach Verbesserung des Werkstoffes ist an einer Reihe von Gefüge bildern erläutert; in den anschließenden Abschnitten sind di Maßnahmen zur Verminderung des Verschleißes sowohl durch besondere Wahl des Materiales als auch durch auswechselbar Zwangsschienen aufgeführt. Ein Kapitel ist den verschiedenen Stoßanordnungen gewidmet, ein weiteres dem heute üblichen Schweißstoß und eines den verschiedenen Laschenformen. Di nächsten Abschnitte behandeln dann das Sondergebiet de Weichen, Kreuzungen und sonstigen einschlägigen Erzeugniss der Hütte. Zusammenfassend ist dann nochmals der heutig Werdegang der Rillenschiene vom Erz bis zum Versand in einem besonderen Abschnitt erläutert, an den sich noch ein Ausblick auf die Zukunftsfragen in der Verwendung der Rillenschien schließt. Sp.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
hriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang | 15. Mai 1930 | Heft 10

Fachheft:

# Die Lokomotive der Gegenwart.

## (II. Teil: Berechnungs-Grundlagen.)

### Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage.

Von Professor H. Nordmann, Reichsbahnoberrat, Mitglied des Reichsbahn-Zentralamts in Berlin.

Seite
1. Einleitung . . . . . 225
Der Lokomotivkessel . . . . . 226
A. Die Verbrennung in der Lokomotive und der Kesselwirkungsgrad . . . . . 226
2. Allgemeines. 3. Der Wirkungsgrad der Verbrennung. 4. Der Wirkungsgrad der Heizfläche. 5. Der Gesamtkesselwirkungsgrad.
B. Die Zugerzeugung im Lokomotivkessel 234
6. Der Unterdruck in Rauchkammer, Feuerbüchse und Aschkasten. 7. Der Blasrohrdruck. 8. Blasrohrquerschnitt und Schornstein.
Der Dampf . . . . . 239
9. Einfluß des Kesseldrucks. 10. Das Verhalten der Heißdampftemperatur. 11. Die günstigste Heißdampftemperatur.
Die Lokomotivmaschine . . . . . 243
12. Die Ermittlung des Dampfverbrauchs. 13. Die indizierte Leistung und der Wirkungsgrad. 14. Der Einfluß der Füllung auf den Wärmeverbrauch. 15. Der Dampf- und Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit. 16. Zwilling- und Verbundlokomotive. 17. Zwei- und Dreizylinderlokomotiven mit einfacher Dehnung.
Die Lokomotive als Ganzes . . . . . 261
18. Der Kohlenverbrauch. 19. Der thermische Gesamtwirkungsgrad. 20. Die Leistungscharakteristik N = f (V).
Schlußwort . . . . . 270

## I.

### 1. Einleitung.

Die Theorie einer Maschine hat sehr nahe Verwandtschaft einer physikalischen Theorie, insofern es bei beiden nicht darauf ankommt, die Zusammenhänge zwischen den nen Erscheinungen an sich zu erforschen, sondern auch nmäßig zu erfassen. Beide Theorien können außerdem Feststellung gewisser grundlegender Konstanten auf dem uchswege nicht entraten, und umgekehrt kann eine rie nicht für richtig erachtet werden, wenn sie in ihren bnissen dem Versuch widerspricht. Ein gewisser Unterd besteht wohl insofern, als eine physikalische Theorie e letzten Zusammenhänge noch tiefer einzudringen sucht, end sich die Theorie einer Maschine mit der Zurückng auf grundlegende mechanische oder thermodynamische tze zufrieden geben wird. Dafür ist andererseits der g, zu einer zahlenmäßigen Festlegung der Zusammenhänge mmen, selbst auf die Gefahr hin, daß die Theorie noch voll befriedigt, deshalb bei der Betrachtung von Maen größer, weil hier nicht nur die Einsicht das Ziel ondern der Wille, auf Grund dieser Theorie Maschinen rbauen, die bestimmten Ansprüchen genügen.

Wenn für diese Abhandlung die Überschrift „Theorie Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage" gewurde, so ist vorerst noch eine Einschränkung zu machen. r der Theorie soll in diesem Zusammenhange nur die rsuchung derjenigen Erscheinungen verstanden werden, mit der Energieausnutzung und der verfügbaren Leistung der Lokomotive im Betriebe zusammenhängen. Es sollen also andere mögliche Betrachtungsweisen der Lokomotive theoretischer Art, wie etwa die Untersuchung der störenden Bewegungen oder des Laufes im Gleis ausgeschlossen werden.

Theorien der Lokomotive hat es, mit deutlich erkennbarem Streben nach immer größerer Vervollkommnung, schon seit Jahrzehnten gegeben. Diese Theorien haben naturgemäß auch kaum jemals völlig auf einen Aufbau auf einzelnen, versuchsmäßig festgestellten Grundwerten verzichtet. Sie enthielten aber manche spekulativen Elemente und wurden bisher zum großen Teil einer versuchsmäßigen Nachprüfung ihrer Endergebnisse nicht unterzogen. In welchem Maße von Annahmen Gebrauch gemacht war, trat im Laufe der umfangreichen und systematischen Versuche immer mehr hervor, die nicht nur einzelne Grundzahlen als verbesserungsbedürftig feststellten, sondern auch gewisse, für allgemeingültig gehaltene Funktionen als zu stark von der Lokomotivgattung abhängig erscheinen ließen, um sie noch mit einer einheitlichen (empirischen) Formel beherrschen zu können. Auch die Versuche selbst sind in den letzten Jahren, wie ich mehrfach in der Literatur ausgeführt habe, wesentlich systematischer geworden. Es kann ihnen heute eine Güte der Durchführung nachgesagt werden, die sich in bezug auf den Beharrungszustand, der immer die Grundlage einer Theorie bilden wird, kaum übertreffen läßt. Ich meine hier die Untersuchung der Lokomotiven unter Belastung durch eine Bremslokomotive, vermöge deren sich, zumal auf gleichmäßig verlaufender Strecke, Geschwindigkeit und Zugkraft und damit auch die Leistung über längere Zeit praktisch genau konstant halten lassen.

Nachdem bisher bei der Deutschen Reichsbahn nach dieser Methode bereits 17 meist ganz neuzeitliche Heißdampflokomotiven der verschiedensten Gattungen der Regelbauart*) untersucht worden sind, also Ergebnisse auf völlig vergleichbarer Grundlage vorliegen, soll die folgende Abhandlung alle wichtigen Beziehungen zwischen den für die Wärmewirtschaft und Leistung der Lokomotiven maßgebenden Größen behandeln, um danach erkennen zu können, ob und wieweit gewisse grundsätzliche Beziehungen bestehen, wieweit sie mit den vorhandenen, von spekulativen Elementen — wie gesagt — niemals völlig freien Theorien übereinstimmen und ob man etwa nicht doch in mancher Beziehung bei einer individuellen Behandlung der Lokomotivgattungen verbleiben muß. Dabei ist überall einzig und allein von den Versuchsergebnissen ausgegangen. Die so gewonnenen Feststellungen müssen vorhandene Theorien, die nicht wenigstens annähernd zum gleichen Ergebnis kommen, natürlich zerstören. Man mag das unter Umständen bedauern, wird aber zugeben müssen, daß eine Theorie, die von der Wirklichkeit in unzulässigem

*) Zusammenstellung der Lokomotivgattungen mit ihren Hauptabmessungen am Schluß, Seite 268/69.

Maße abweicht, nicht mehr verdient, als Theorie aufrecht erhalten zu werden. Andererseits soll die Beschränkung dieser Abhandlung auf Versuchsergebnisse nicht besagen, daß es in allen Fällen unmöglich wäre, mathematische Formeln zu finden, die dem tatsächlichen Zusammenhang mit erträglichen Fehlergrenzen Genüge leisten. Das mag jedoch anderen Arbeiten vorbehalten bleiben. Vielleicht bietet sich hier für die Studierstube der Hochschulprofessoren ein geeignetes und dankbares Feld. Nach meiner Ansicht gilt es vor allen Dingen, nachdem nunmehr so außergewöhnlich erschöpfendes Versuchsmaterial bei der Reichsbahn vorliegt, einmal die wirklichen Zusammenhänge aufzuzeigen.

Die Unterlage der nachfolgenden Untersuchungen bilden die umfassenden Versuchsberichte der Lokomotivversuchsabteilung Berlin-Grunewald über die einzelnen Lokomotiven, die auf der sorgfältig kritischen Beobachtung aller in Betracht kommenden Größen aufgebaut sind. Ohne diese umfassenden

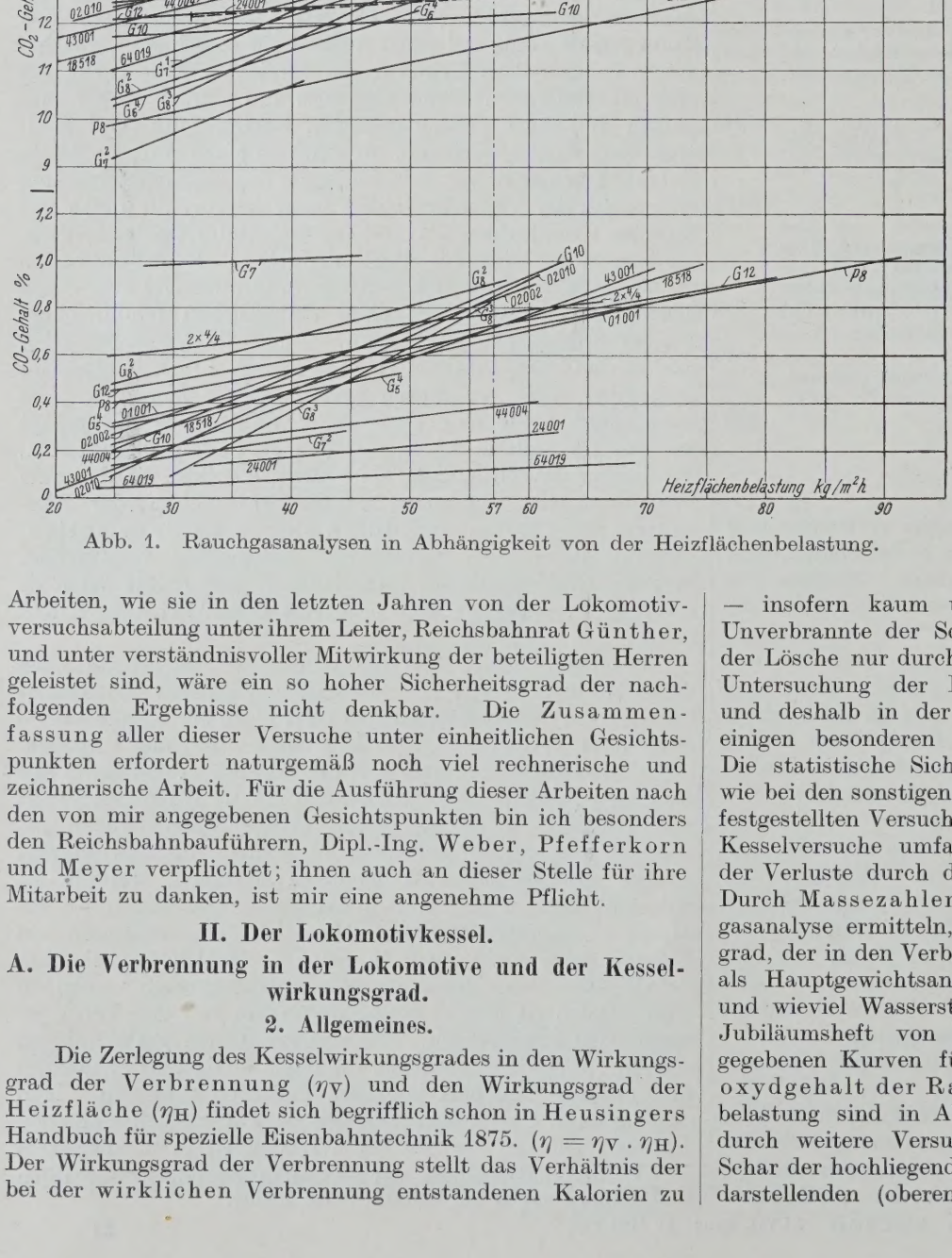



Abb. 1. Rauchgasanalysen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Arbeiten, wie sie in den letzten Jahren von der Lokomotivversuchsabteilung unter ihrem Leiter, Reichsbahnrat Günther, und unter verständnisvoller Mitwirkung der beteiligten Herren geleistet sind, wäre ein so hoher Sicherheitsgrad der nachfolgenden Ergebnisse nicht denkbar. Die Zusammenfassung aller dieser Versuche unter einheitlichen Gesichtspunkten erfordert naturgemäß noch viel rechnerische und zeichnerische Arbeit. Für die Ausführung dieser Arbeiten nach den von mir angegebenen Gesichtspunkten bin ich besonders den Reichsbahnbauführern, Dipl.-Ing. Weber, Pfefferkorn und Meyer verpflichtet; ihnen auch an dieser Stelle für ihre Mitarbeit zu danken, ist mir eine angenehme Pflicht.

## II. Der Lokomotivkessel.

### A. Die Verbrennung in der Lokomotive und der Kesselwirkungsgrad.

#### 2. Allgemeines.

Die Zerlegung des Kesselwirkungsgrades in den Wirkungsgrad der Verbrennung ($\eta_V$) und den Wirkungsgrad der Heizfläche ($\eta_H$) findet sich begrifflich schon in Heusingers Handbuch für spezielle Eisenbahntechnik 1875. ($\eta = \eta_V \cdot \eta_H$). Der Wirkungsgrad der Verbrennung stellt das Verhältnis der bei der wirklichen Verbrennung entstandenen Kalorien zu den in der Kohle für den Fall vollständiger Verbrennu enthaltenen dar. Er berücksichtigt also sowohl die Verlu durch Unverbranntes, also durch Kohlenstoffteilchen, die der Lösche, der Schlacke und den Aschkastenrückständ verblieben sind, insoweit sie nur z. T. oder gar nicht in d Vergasungs- und Verbrennungsprozeß eingetreten und a noch wärmehaltig sind. Weiterhin sind hier die Verlu infolge des Umstandes zu berücksichtigen, daß nicht sämtlic brennbaren Bestandteile, die ohne Rückstände verbra sind, in das Endprodukt der Verbrennung, also überwiege in $CO_2$ überführt wurden, Verluste, die also durch das A treten von Kohlenoxyd und Wasserstoff gekennzeichnet si Der Wirkungsgrad der Heizfläche andererseis ist bekanntli dadurch gekennzeichnet, daß die wirkliche, auf dem R entwickelte Wärmemenge nicht restlos dem Kesselwasser u dem Dampf im Überhitzer zugeführt wird, sondern daß name lich die den Schornstein verlassenden Rauchgase infolge ih hohen Temperatur einen beträchtlich Wärmeverlust darstellen, demgegenü der Verlust durch Strahlungswärme Kessels nach außen und des Rostes den Aschkasten, sowie das meist no verbleibende Restglied in den Hint grund treten.

Für die Wärmewirtschaft der Lok motive kommt allerdings letzten En nur der gesamte Kesselwirkungsgra d. h. das Verhältnis der im Dampf d Kessel (ohne den Vorwärmer) e nommenen Wärme zu der in Gest des Brennstoffs zur Verfügung gestellt in Betracht. Trotzdem wird es imm reizen, die beiden Teilwirkungsgra und ihre Komponenten je für si kennen zu lernen, nicht nur um si Rechenschaft über den Verbleib Wärme ablegen, sondern gegebenenfa auch die Wege zur Verbesserung kennen zu können.

### 3. Der Wirkungsgrad der Verbrennu

Die Feststellung des Wirkun grades der Verbrennung bietet wenigstens für eine umfassende Statis — insofern kaum überwindliche Schwierigkeiten, als Unverbrannte der Schlacke, des Aschkastenrückstandes u der Lösche nur durch mühsame und zeitraubende chemisc Untersuchung der Rückstände ermittelt werden könn und deshalb in der Regel nicht ermittelt wird. Nur einigen besonderen Kesselversuchen ist das durchgefüh Die statistische Sicherheit ist also nicht ganz die gleic wie bei den sonstigen, leicht gewinnbaren und deshalb imm festgestellten Versuchsdaten; immerhin sind diese besonde Kesselversuche umfangreich genug, um die Größenordnu der Verluste durch das Unverbrannte richtig wiederzugeb Durch Massezahlen läßt sich nur an Hand der Rau gasanalyse ermitteln, mit welchem „chemischen" Wirkun grad, der in den Verbrennungsprozeß eingetretene Kohlenst als Hauptgewichtsanteil der verfeuerten Kohle verbren und wieviel Wasserstoff nicht verbrannt ist. Die s. Z. Jubiläumsheft von Glasers Annalen 1927 auf Seite gegebenen Kurven für den Kohlensäure- und Kohle oxydgehalt der Rauchgase als Funktion der Heizfläch belastung sind in Abb. 1 wiederholt und in Abb. 2 n durch weitere Versuche ergänzt. Hierdurch hat sich Schar der hochliegenden, also einen hohen Kohlensäuregeh darstellenden (oberen) Einzelkurven noch verdichtet. I

ebnis des ganzen Kurvenbündels ist aber gleicher Art ieben, so daß mit noch erhöhter Sicherheit gegen den nd der Versuche vor zwei Jahren der Satz ausgesprochen den kann: Der Kohlensäuregehalt der Rauchgase tigt mit zunehmender Kesselanstrengung und erschreitet für mittlere und größere sselanstrengungen bei den neueren Lokotiven 12% nicht. An der üblichen sog. sselgrenze von 57 kg Dampf/m² Heizfläche l Stunde erreicht er 14% ganz oder nahezu, ei etwas überbeanspruchtem Kessel sogar bei der wiegenden Anzahl von Lokomotivgattungen.

Man könnte deshalb im ersten Augenblick, wenn das Augenmerk den Kohlensäurekurven allein endet, auf den Gedanken kommen, daß der kungsgrad der Verbrennung mit zunehmender selanstrengung steigt. Das ist nun allerdings nicht Fall, weil man mindestens zunächst für den ptanteil des Brennstoffs, nämlich eben den Kohlenf, den Kohlenoxydgehalt der Rauchgase nicht er Betracht lassen darf. Er ist wiederum als ktion der Heizflächenbelastung in dem unteren der Abb. 1 und 2 wiedergegeben und zeigt gleichsteigende Tendenz. Die einzige Ausnahme der -Lokomotive ist als unwahrscheinlich deshalb nur ktiert. An der Kesselgrenze im üblichen Sinne der Kohlenoxydgehalt bei den meisten unterten Lokomotiven zwischen 0,7 und 0,9%, um mittleren Anstrengungen unter 0,5% zu fallen. einigt man nun für den Kohlenstoff allein, und für denjenigen Kohlenstoff, der in die Verbrennung etreten ist, den Kohlensäure- und lenoxydgehalt aus der Orsat-Analyse nöge der Formel, die in Glasers alen (Jubiläumsheft 1927) für den kungsgrad der Verbrennung des lenstoffs abgeleitet wurde

$$\eta_{V\,max} = \frac{8125 + 2370\ (CO:CO_2)}{8125 + 8050\ (CO:CO_2)},$$

rgibt sich Abb. 3, in der man das imum des Verbrennungswirkungsgrades erblicken darf, weil er nur ohne kstände und Wasserstoffrest wirkauftreten würde.

Die Abb. 3 ist also die Vervollständigung der Abb. 4 auf Seite 16 s Jubiläumsheftes. Sie bringt zum druck, daß jedenfalls der Verbrennungswirkungsgrad des Kohlenstoffs, abgesehen von denjenigen Teilen, die in keiner Weise in den Verbrennungsprozeß eingetreten sind, ein guter ist und gerade für die neueren Lokomotiven auch an der Kesselgrenze nicht unter 96% liegt, ja bei geringerer Kesselbeanspruchung noch nennenswert darüber bleibt. Vereinzelte Kurven mit 99% müssen allerdings bereits als zweifelhaft erscheinen und werden ihre Ursache in den möglichen kleinen Fehlern der Rauchgasanalyse haben.

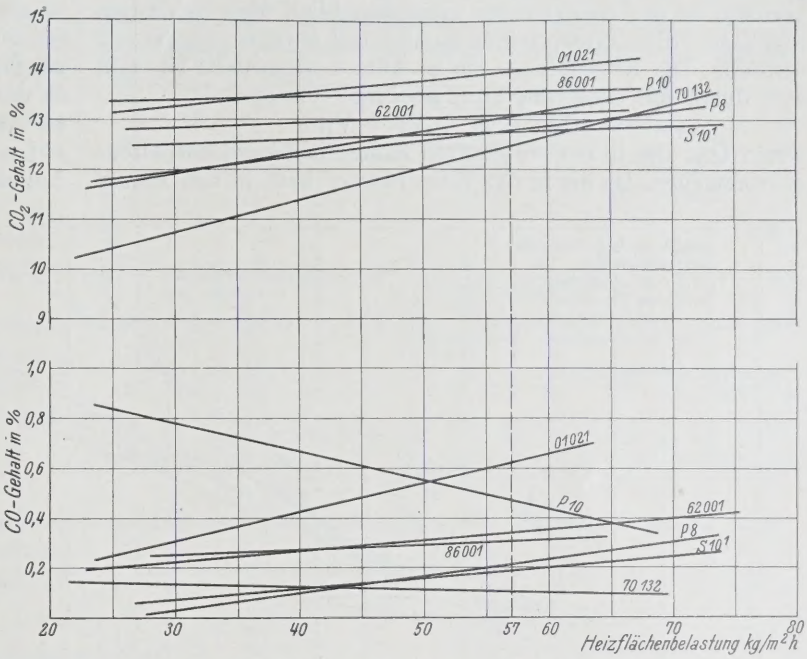



Abb. 2. Rauchgasanalysen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung (neuere Versuche).

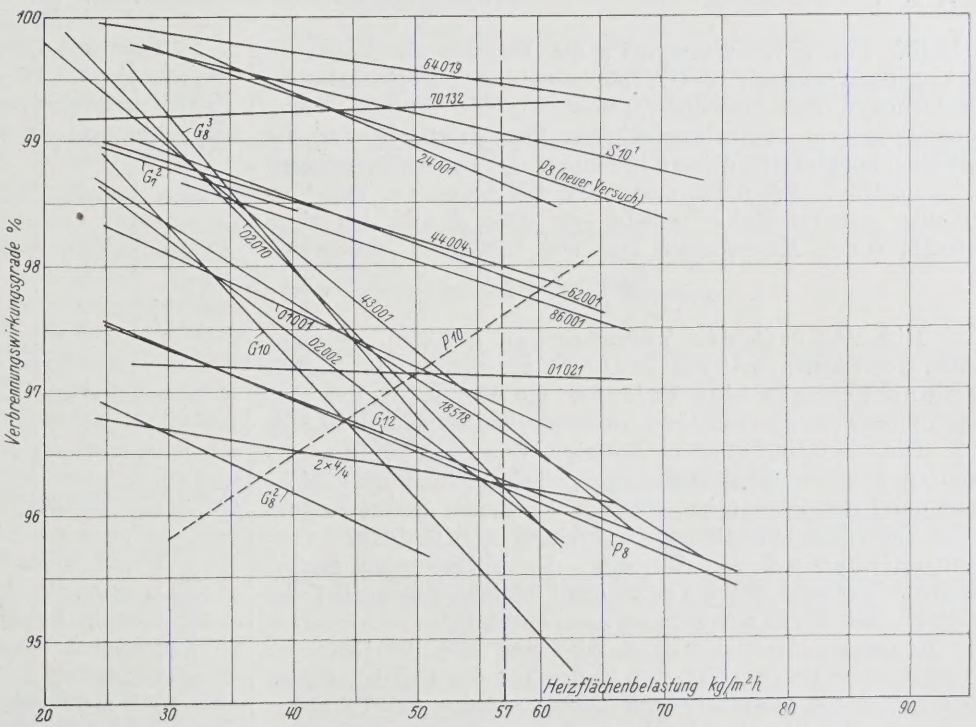



Abb. 3. Wirkungsgrad der Verbrennung $\left(\frac{8125 + 2370\left(\frac{CO}{CO_2}\right)}{8125 + 8050\left(\frac{CO}{CO_2}\right)}\right) = \eta_V$.

Wie oben bereits erwähnt sind nun in einer Reihe von n Lokomotivkessel in Standversuchen bei verschiedenen Bestungen derart untersucht worden, daß nicht nur die ge und der Heizwert der verfeuerten Kohle bestimmt die Rauchgase analysiert wurden, sondern daß auch die Rückstände (Schlacken, Aschkastenrückstände und Rauchkammerlösche) nach ihrer Menge und ihrem Gehalt an Unverbranntem, also ihrem restlichen Heizwert festgestellt worden sind. Wie bei Standversuchen üblich, waren die Schieber herausgenommen; der Kesseldampf entweicht dann dem Blasrohr gedrosselt und stetig, ohne die Einschaltung von Auspuffschlägen. Auch fehlen dabei die kleinen Rüttelstöße, die der Kessel bei der Fahrt durch das nicht vollkommene Rollen erhält. Es wäre daher zu prüfen, ob die Ergebnisse der Standversuche nicht auch für die eigentliche Verbrennung etwas von den Fahrversuchen abweichen.

Die Zahl der hier in Abb. 4 vorgeführten Kurven ist, wie

ein Vergleich mit den Abb. 1 und 2 sofort zeigt, weit weniger umfassend, so daß ein gleich sicheres Durchschnittsurteil wie dort sich noch nicht fällen läßt. Immerhin beweisen diese Kurven bereits, daß die Rückstände hinsichtlich ihres unausgenutzten Heizwertes so groß sind, daß die Verbrennungsverluste an der Kesselgrenze meist erheblich über den kaum 4% liegen, die, auf den reinen Kohlenstoff bezogen, festgestellt wurden. Die Kesselbilanz, sie in Abb. 4 dargestellt ist, läßt sich durch die Gleichung zum Ausdruck bringen

$$Q_{ges} = Q_n + V_V + V_H$$

worin $Q_{ges}$ die in der verfeuerten Kohle insgesamt enthaltene Wärmemenge, $Q_n$ die in das Kesselwasser bzw. in den Dampf

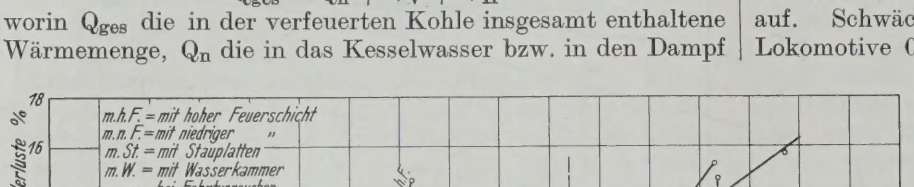



Abb. 4. Verbrennungsverluste in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

nützlich überführte Wärme, $V_V$ die Verluste durch unvollkommene Verbrennung (Wärmeverluste durch Rückstände, Kohlenoxyd und Wasserstoff) und $V_H$ die Verluste durch unvollkommene Aufnahmefähigkeit der Heizfläche für die wirklich entwickelte Wärme bedeuten. Da der Verbrennungswirkungsgrad sich naturgemäß auf die gesamte, zur Verfügung gestellte Kohle bezieht, so läßt er sich bei einer erschöpfenden Kesselbilanz aus der Gleichung entnehmen

$$\eta_V = \frac{Q_{ges} - V_V}{Q_{ges}}.$$

Die Verluste der Verbrennung nehmen, wie aus Abb. 4 ersichtlich, mit steigender Kesselbeanspruchung zu und bewegen sich zwischen 6,6 und 9,7%, der Verbrennungswirkungsgrad liegt also zwischen 93,4 und 90,3%.

Punktiert sind dann noch einige Werte von völlig analysierten Fahrversuchen eingetragen, die allerdings noch nicht mit der Bremslokomotive, sondern vor Zügen gewonnen sind und Versuchen entstammen, um den Einfluß der Feuerschichthöhe auf den Gütegrad der Verbrennung festzustellen. Bei sehr hoher Feuerschicht besteht bekanntlich die Gefahr, daß die in der unteren Zone entwickelte Kohlensäure zu Kohlenoxyd zurückgebildet wird und also die Güte der Verbrennung leidet. Daß dies in der Tat der Fall ist, zeigen namentlich die entsprechenden Versuchspunkte der P8-Lokomotive. Ganz bestimmte Regeln lassen sich hier allerdings nicht angeben, da die Ruhr- und schlesischen Kohlen sich nicht völlig gleichartig verhalten, sondern die Ruhrkohle eine etwas höhere Feuerschicht unter sonst gleichen Umständen verlangt. Auch ist eine sehr niedrige Feuerschicht bei hoch beanspruchter Fahrt nicht durchführbar. Endlich scheinen manche Lokomotiven eine nicht ganz gleichmäßige Feuerschichthöhe über dem Rost zu erfordern. Andererseits sind die hier gewonnenen Versuchspunkte bereits ein sicherer Beweis dafür, daß übermäßig hohe Feuerschichten in der Tat für die Güte der Verbrennung nachteilig sind.

Der Verlauf der ausgezogenen, sich über ein wei Gebiet erstreckenden Verlustkurven enthält noch kleine U klarheiten, die wahrscheinlich aus der Unmöglichkeit vö genauer Analysen herrühren. Denn man möchte annehm daß Schnitte der Verlustkurven unter verhältnismäßig groß Winkel nur Zufallsergebnisse sind, z. B. der Schnitt der Kurv für die 2C1-Lokomotiven 01001 und 02002, bei denen es s um Kessel von völlig gleicher Bauart handelt. Bei Belastung in der Nähe der Kesselgrenze tritt allerdings die mindest zu erwartende parallele Lage in geringem Abstande tatsächl auf. Schwächer steigt die Kurve des Langrohrkessels Lokomotive 02010 (Rohrlänge 6800 mm), der also von al Kesseln mit Regelfeurung die beste V brennung aufweist.

Recht günstige Lage zeigen die beid Kessel mit Wasserkammern (P 8 und G 12) Gebiet hoher Belastungen aber ohne rec Erklärbarkeit, weshalb gerade die V brennung durch die Feuerbüchseinbau besser sein sollte, während eine Verbesseru des Heizflächenwirkungsgrades der klärung ohne weiteres zugänglich wäre, insof es sich um eine zwar der Größe nach scheidene, zusätzliche Heizfläche, aber besonders aufnahmefähiger Lage handelt.

Es wäre sehr zu begrüßen, wenn sich die allerdings hoch beanspruchte Versuc tätigkeit noch einige Reihen von Kess versuchen mit erschöpfender Analyse e schalten ließen, die den Verlauf der Kurv der Verbrennungsverluste mit statistisc Sicherheit zu erfassen gestatteten.

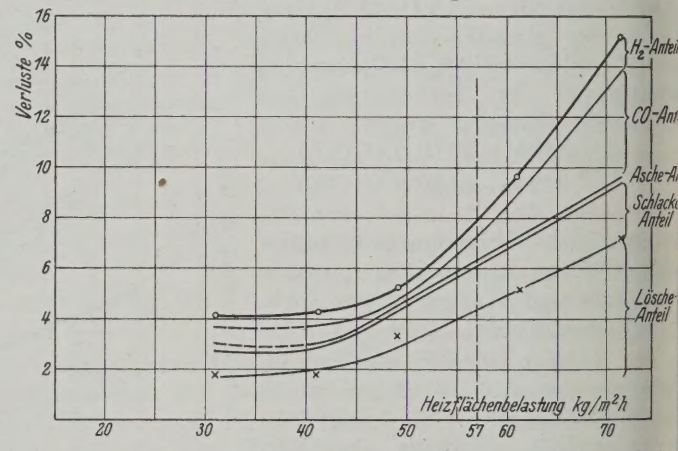



Abb. 5a. Zusammensetzung der Verbrennungsverluste bei Lokomotive 02002.

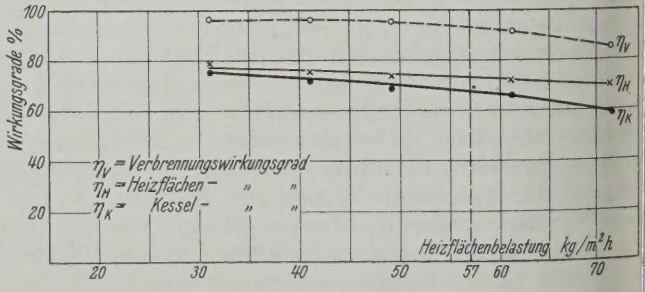



Abb. 5b. Wirkungsgrade bei der Lokomotive 02002.

Abb. 5a und b. Verbrennungsverluste und Wirkungsgrade Lokomotive 02002 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelast aus Standversuchen ermittelt.

In Abb. 5 sind für den Kessel der Einheitsschnellz lokomotive 02002 (Verbundlokomotive, 5800 mm Rohrlän für welche die umfassendsten Kesselstandversuche vorlieg

einzelnen Verlustanteile als Funktion der Heizflächenstung aufgetragen. Wir finden auch hierbei wieder beigt, daß der Verlust durch Kohlenoxyd, der in Abb. 3 n zum Ausdruck kommt, keineswegs den Hauptanteil Verbrennungsverluste ausmacht. Selbst wenn man den serstoffanteil noch hinzufügt, bleiben als Hauptverluster doch die Rückstände, namentlich die Lösche, übrig. Zahlenwerte der einzelnen Verlustanteile gelten natürlich ichst nur für diesen bestimmten Lokomotivkessel. Es aber danach schon gesagt werden, daß die von Brückn auf Seite 636 (der „Eisenbahntechnik der Gegenwart", motivband) genannten Zahlen $(V_1 + V_4)$ zu groß sind, ie selbst im kleinsten Fall 9%, im größten sogar 16% agen, während sie bei mittleren Kesselbeanspruchungen, nfalls bei dem Kessel der Einheits-Schnellzuglokomotive, rhalb 5% liegen.

Der Luftüberschuß schwankt übrigens in ziemlich weiten nzen, am häufigsten etwa 20 und 50%, doch mit so starker tuung (bis zu 70% und darüber) bei Bezug auf die Kesselrengung, daß sich nichts Grundsätzliches darüber ausn läßt.

### 4. Der Wirkungsgrad der Heizfläche.

Nachdem aus der Kesselbilanz sowohl der gesamte kungsgrad, als auch nach dem vorigen der Verbrennungsungsgrad bekannt ist, läßt sich nunmehr der Wirkungsgrad Heizfläche aus der Beziehung

$$\eta_H = \eta : \eta_V$$

t bestimmen. Das ist im unteren Teil der Abb. 5 geschehen in den Abb. 6 bis 8 für weitere Kessel ausgeführt. Der flächenwirkungsgrad ist naturgemäß hauptsächlich durch Schornsteinverlust bedingt. Er überschreitet beim Standch nur in einem dieser Beispiele 80% und verläuft im gen wie der Gesamtwirkungsgrad und Verbrennungsungsgrad auch schwach abfallend mit steigender Kesselspruchung. An der üblichen Kesselgrenze liegt er bei den wiedergegebenen Beispielen zwischen 73 und 79,5%.

Die Abb. 6 bezieht sich dabei auf den P 8-Kessel, der nur r Nähe der Kesselgrenze und bei noch höheren Belastungen rsucht worden ist. Eingetragen ist noch in strichpunktierter n der aus neueren Fahrversuchen gewonnene Kesselungsgrad zum Vergleich mit dem bei Standversuchen nnenen. Von diesem gegenseitigen Verhalten wird noch r die Rede sein. In Abb. 7 ist das Gleiche ausgeführt für oben bereits behandelten Kessel der Einheits-Schnellzugotive mit 5,8 m Rohrlänge, wobei den fünf Versuchsten des Kessels der Verbundlokomotive noch zwei der llinglokomotive hinzugefügt sind, die sich gut in den enlauf einordnen, wie es bei Übereinstimmung der Kessel zu erwarten war. Auch hier ist die aus den Versuchsten mit der Zwillinglokomotive gewonnene Kurve in die ldung einbezogen. Abb. 8 endlich zeigt die entsprechenden e für den Langrohrkessel der Einheits-Schnellzuglokomoder im Gebiet der üblichen Heizflächenbelastungen in m Verbrennungswirkungsgrade mit dem bisherigen Regel nahezu übereinstimmt, im Wirkungsgrad der Heizfläche entschieden besser ist, und also im Gesamtwirkungsgrade r liegt. Dies Verhalten findet seine natürliche Erklärung , daß mit dem zugefügten Meter Rohrlänge 9 m² wärmehmender Fläche hinzugekommen sind. Auch hier ist der ungsgrad während der Fahrt eingezeichnet.

In den Abb. 9 bis 11 ist der Versuch gemacht worden, die lächenverluste zu zerlegen in ihren Hauptanteil, den rnsteinverlust, und die dann noch verbleibenden Verluste n Abstrahlung des Kessels an die Außenluft und der Feuerht auf dem Rost in den Aschenkasten, sowie das hier in der l untergebrachte Restglied oder also eigentlich Ungenauigkeitsglied der gesamten Kesselbilanz. Der Schornsteinverlust ist hierbei nach der Siegertschen Annäherungsformel*)

$$V_{sch} = 0{,}65 \frac{t_e - t_a}{CO_2} \%$$

mit $t_e$ als Temperatur der Rauchkammer, $t_a$ der Außenluft und $CO_2$ als Raumprozenten der Kohlensäure in den Rauchgasen bestimmt, die sich durch Vergleiche mit entsprechenden Werten der Kesselbilanz als recht befriedigend erwiesen hat, nun aber die Möglichkeit bot, aus den zahlreichen Kohlensäure- und Temperaturpunkten der normalen Fahrversuche die Kurve des Schornsteinverlustes mit erhöhter Sicherheit aufzustellen. Diese einzelnen Punkte sind in den Abbildungen als dünnere Punkte zur Darstellung gebracht; die Siegertschen Punkte der Standversuche fügen sich so gut in die Schornsteinverlustkurve der Fahrten ein, daß man annehmen darf, daß Unterschiede zwischen den beiden Versuchsarten für den Schornsteinverlust kaum vorhanden sind. Der Unterschied zwischen der Schornsteinverlustkurve für die

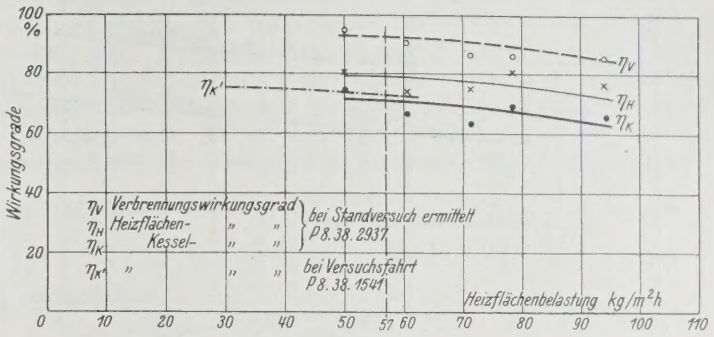



Abb. 6. Kesselwirkungsgrade der P 8-Lokomotive bei Fahrt- und Standversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

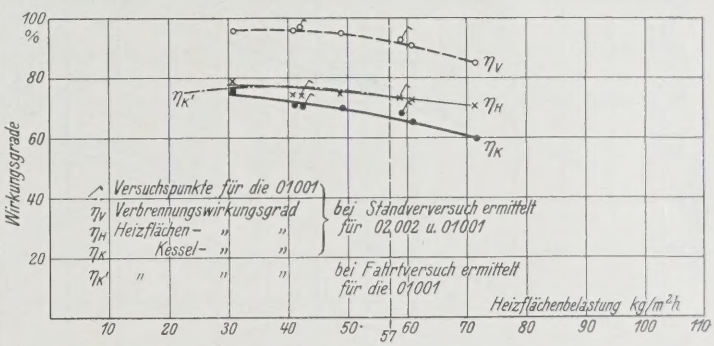



Abb. 7. Kesselwirkungsgrade der Reihe 01 und 02 (238 m² Heizfläche) bei Stand- und Fahrtversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

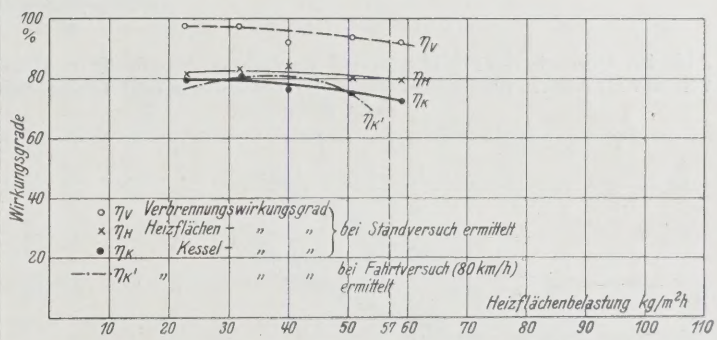



Abb. 8. Kesselwirkungsgrade der Lokomotive 02010 (247 m² Heizfläche) bei Fahrt- und Standversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

*) Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, II. Bd., S. 7.

Abgase und den gesamten Heizflächenverlusten beträgt bei Abb. 9 und 11 übereinstimmend etwa 2½%, in Abb. 10 jedoch

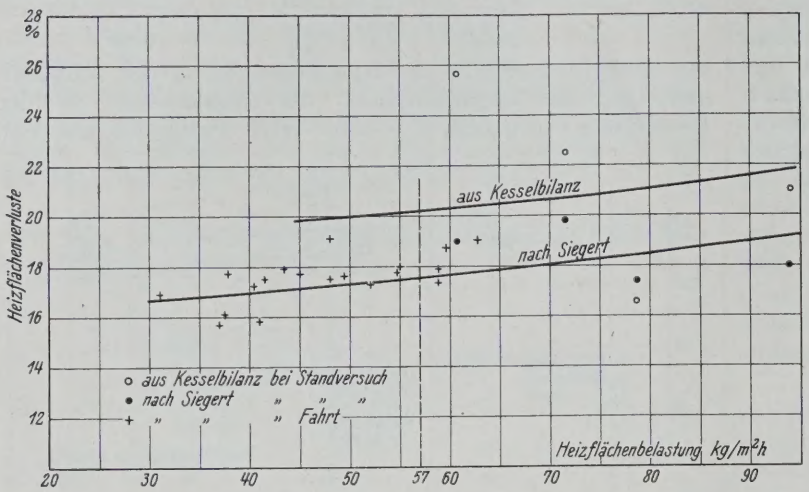



Abb. 9. Verluste der Heizfläche bei der P 8-Lokomotive in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

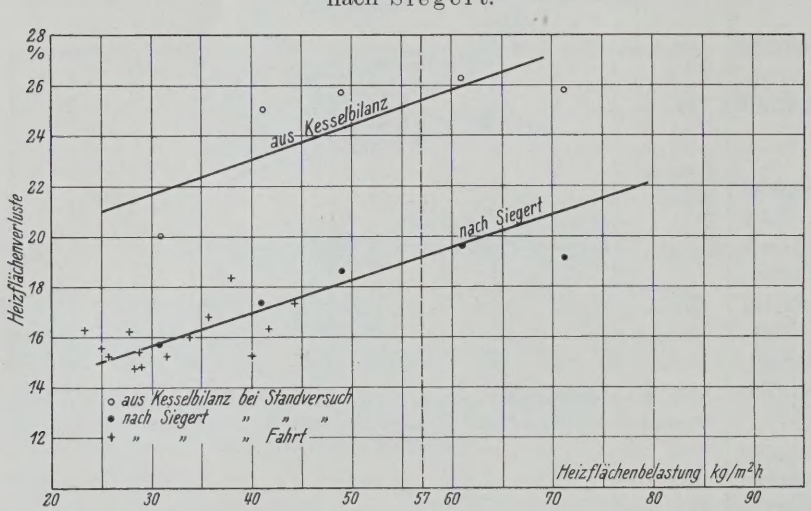



Abb. 10. Verluste der Heizfläche bei der Lokomotive 02002 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

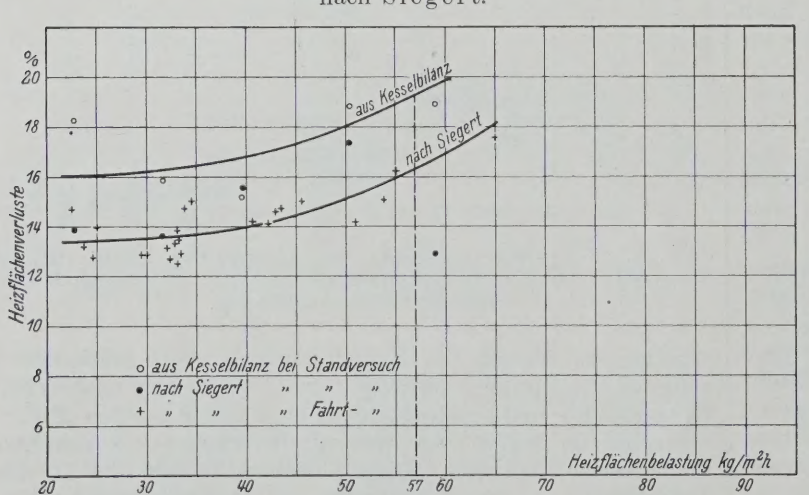



Abb. 11. Verluste der Heizfläche bei der Lokomotive 02010 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung aus der Kesselbilanz und Schornsteinverlust nach Siegert.

6%. Für diese große Abweichung fehlt zunächst die Erklärung, zumal der Unterschied zwischen den beiden 2 C 1-Kesseln doch nicht derart erheblich ist. Auch hier muß also weiteres Material Aufklärung bringen. Der Verlust von 2½% stimmt hier übrigens mit den Brückmannschen Angaben über während der Schornsteinverlust bei Brückmann (a. a. S. 636) mit 19 bis 30% zu hoch angegeben ist. Na bei den hier vorgelegten Kurven überschrei der Schornsteinverlust auch an der Kess grenze 19,2% nicht und liegt bei mittle Anstrengungen zwischen 14 und 17%. Info dessen ist denn auch der Gesamtwirkungsgrad Kessels, auf den wir gleich zu sprechen kommen, Brückmann zu ungünstig angegeben und seine The mindestens in ihren Konstanten bei allem Scharfs nicht zutreffend.

Für die Bestimmung des Schornsteinverlustes st sehr umfassendes Material zur Verfügung, da Grunewalder Versuchsberichte für jede Fahrt die Rau gasanalysen, sowie die Rauchkammer- und L temperaturen enthalten. Die Rauchkammertempera wird sogar an drei Stellen gemessen: vor den Rau rohren, den Heizrohren und in der Rauchkamm mitte. Zum Einsetzen in die Siegertsche For wurde hier in Übereinstimmung mit den Standversuc die Temperatur in der Mitte gewählt. In kurv mäßiger Wiedergabe sind in Abb. 12 und 13 die einer größeren Anzahl von Lokomotivgattungen f gestellten Temperaturen enthalten. Aus diesem Ver der Rauchgastemperaturen ist zu entnehmen: Rauchgastemperatur steigt bei allen Lo motiven mit der Kesselbeanspruchung, üb schreitet aber an der üblichen Kesselgre (57 kg/m²/h) 400° niemals und liegt in der Me zahl der Fälle bei dieser Anstrengung in d Gebiet von etwa 350 bis 380°. Brückma erhält in Übereinstimmung mit seinen hohen Sch steinverlusten auch fälschlich zu hohe Rauchkamm temperaturen. In der Abbildung ist noch unterschie zwischen den Temperaturen oben an der vorderen R wand, also vor den Rauchrohren und unten vor Heizrohren; für die Siegertsche Formel wurde bei Schwierigkeit, diese Werte richtig zu mitteln, gesagt, die gleichfalls gemessene Temperatur in Rauchkammermitte unmittelbar eingesetzt.

### 5. Der Gesamtkesselwirkungsgrad.

Der Gesamtkesselwirkungsgrad ist naturgemäß eigentlich Ausschlaggebende. Er ist zu definieren das Verhältnis der dem Dampf im Kessel geführten Wärme zur Gesamtwärme der verfeue Kohlen nach Gewicht und Heizwert. Es ist absi lich nicht einfach gesagt, das Verhältnis der Da wärme zur Verbrennungswärme der Kohlen, weil dieser Erklärung der Umstand vernachlässigt w daß bei der allgemeinen Verwendung von Vorwärm nicht nur in Deutschland, sondern auch vielfach Auslande (sowie in kleinerem Umfang von Abda strahlpumpen) das Speisewasser dem Kessel be mit Temperaturen von 85 bis 100° zufließt, ohne die Flüssigkeitswärme für diese Temperatur der K entstammte. Die Dampfwärme ist in den übli Dampftafeln stets bezogen auf die Wärme von 0° und deshalb wäre die einfachere Definition selbst d nicht genau richtig, wenn ohne Vorwärmer mit ohne Berücksichtigung der über 0° liegenden Ten wassertemperatur gerechnet würde. Die gewöhnl Dampfstrahlpumpe speist zwar auch mit etwa in den Kessel, aber die zugehörige Wärme stammt doch dem Kesseldampf und also auch aus der Kohle, während Vorwärmer mit einem Teil des Abdampfes der Masc beheizt wird.

Der Gesamtkesselwirkungsgrad läßt sich nun deshalb in herer Art und daher wiederum bei allen Fahrversuchen genügender Dauer im Beharrungszustand mitbestimmen, man dazu nur die verdampfte Wassermenge nach ihrem pfzustand und andererseits die verfeuerte Kohle mit ihrem vert zu messen braucht und auch mißt. Das Fehlerglied Kohlenmessung besteht darin, daß man die Feuerschicht em Rost zu Beginn und Ende des Versuchs gegeneinander ätzen muß. Dieser Fehler ist naturgemäß relativ desto r, je kürzer die Versuchsdauer ist. Diese Versuchsdauer auf der 90 km langen Meßstrecke Potsdam—Burg bei h/h Geschwindigkeit auf 1 Stunde 8 Minuten herunter, liegen selbst die bei 80 km/h gewonnenen Punkte bei der n Erfahrung der Grunewalder Beobachter so, daß sie sich

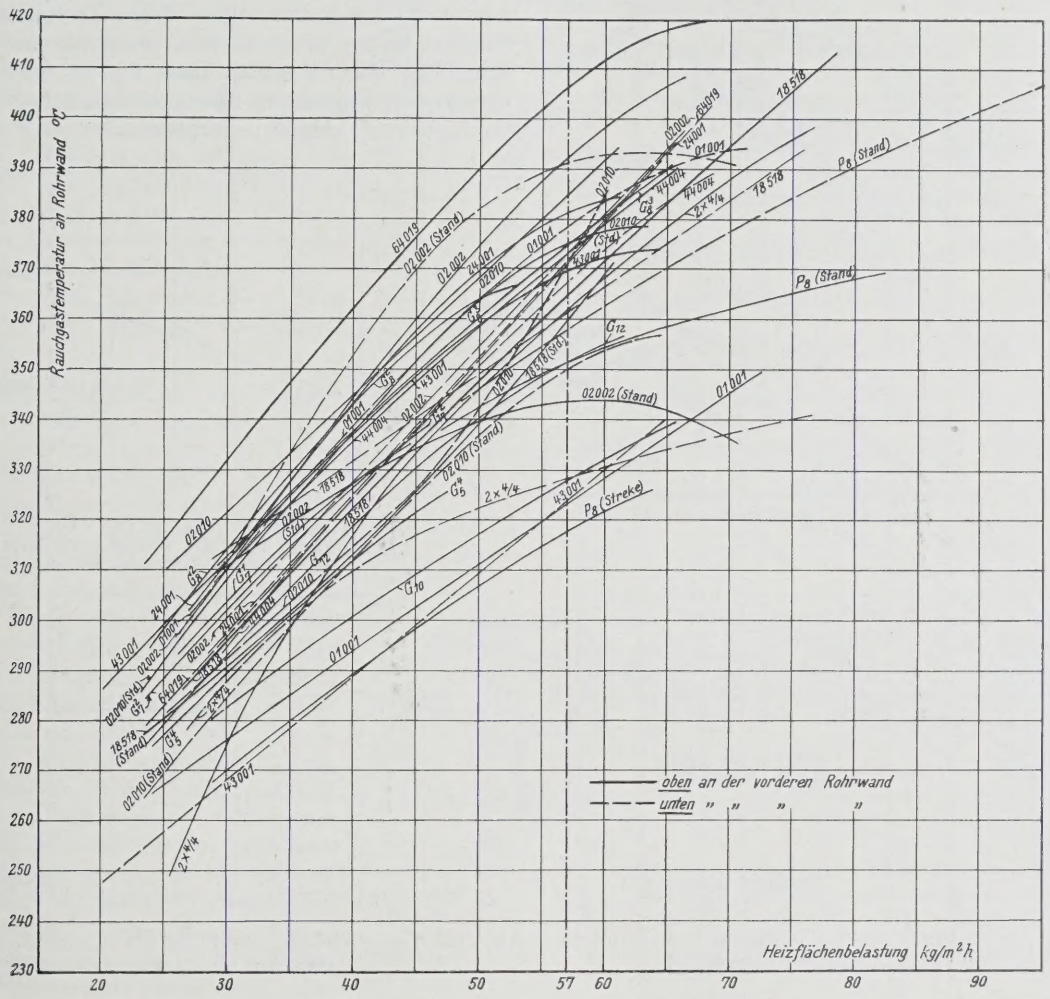



Abb. 12. Rauchgastemperaturen an der vorderen Rohrwand in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

durchaus zur Bildung einer Durchschnittskurve im mit den wesentlich sicherer liegenden Punkten für kleinere windigkeit, also längere Versuchsdauer benutzen lassen. 14 zeigt die nach der Geschwindigkeit unterschiedenen e für den Gesamt-Kohlenverbrauch der P 8-Lokomo- ls Funktion der Heizflächenbeanspruchung. Der Kurven- urch diese einzelnen Meßpunkte hat, wie man sieht, eine chts der Fehlermöglichkeit durchaus erträgliche Streuung. hm ist dann die eigentliche Kurve für den Wirkungs- — Abb. 15 — gebildet.

Man kann natürlich auch die einzelnen Wirkungsgrad- e unmittelbar bilden und hierdurch die Mittelkurve legen; schah es bis vor kurzem. Ein Beispiel ist die im n" 1927 gebrachte Kurve für den Kesselwirkungsgrad ayerischen Gt 2 × 4/4.

Hinsichtlich der Genauigkeit, mit welcher der Kessel- wirkungsgrad erhalten wird, sind noch zwei Umstände von Belang. Einmal ist nämlich der Heizwert der Kohle ein Zahlenwert, der in der Regel nur mit einer gewissen Fehlergrenze festgestellt werden kann. Bei den Grunewalder Lokomotivversuchen wurden die Kohlenproben, um das Recht zu einer Freizügigkeit hinsichtlich der Untersuchungsstelle ohne Störung der Versuchskontinuität festzustellen, eine Zeitlang an zwei anerkannte Reichsbahnlaboratorien und ein angesehenes Privatlaboratorium zugleich eingesandt. Hierbei zeigten die drei Heizwerte meist Unterschiede von mehreren Prozenten, ohne daß die Abweichungen der drei untersuchenden Stellen eine bestimmte Tendenz erkennen ließen. Mögen nun diese Abweichungen beruhen auf unvermeidlichen Genauigkeitsgrenzen der Untersuchungsmethoden oder Fehlern bei der Entnahme der Proben vom Tender und beim Mischen der Proben oder endlich auch auf Ungleichmäßigkeit der untersuchten Kohle oder auf mehreren dieser Umstände zugleich, jedenfalls ist der Heizwert nach unseren Erfahrungen ein Zahlenwert, für dessen absolute Genauigkeit man schwer einstehen kann. Gewisse Ungeklärtheiten des Verlaufs des Kesselwirkungsgrades sind sicherlich auf diesen Umstand zurückzuführen. Freilich bedeutet nach der anderen Seite auch die Vielzahl der Punkte die Wahrscheinlichkeit eines Ausgleichs der Fehler. Bei ortfesten Kesseln, wo es sich in der Regel um ganz wenige Versuche handelt und nicht eine Menge Beobachtungsmaterial anfällt, tritt diese Unsicherheit naturgemäß nicht hervor; der womöglich auf mehrere Dezimalen angegebene Kesselwirkungsgrad macht hier den Eindruck genauester Feststellungsmöglichkeit. Erst eine Massenstatistik, wie sie hier vorliegt, läßt erkennen, daß die

Fehlergrenze beim Kesselwirkungsgrad nicht übersehen werden darf und daß man jedenfalls Schlüsse aus geringfügigen Abweichungen nicht ziehen kann.

Der andere Umstand betrifft die Beeinflußbarkeit der Versuchsdauer bei der Feststellung des Kesselwirkungsgrades der Lokomotive. Selbst bei einem ortfesten Prüfstand oder bei der Möglichkeit einer beliebig langen, gleichmäßigen Fahrstrecke (Beharrungszustand) läßt sich tatsächlich ein Kesselversuch nicht beliebig lang durchführen, weil die spezifische Rostflächenbelastung der Lokomotive im Gegensatz zum ortfesten Kessel so groß ist, daß bei manchen Kohlensorten längst vor Ablauf der 8 Stunden, mit denen man ortfeste Kesselversuche gewöhnlich durchführt, eine hinderliche Verschlackung des Rostes wenigstens bei großer Kesselanstrengung eingetreten ist.

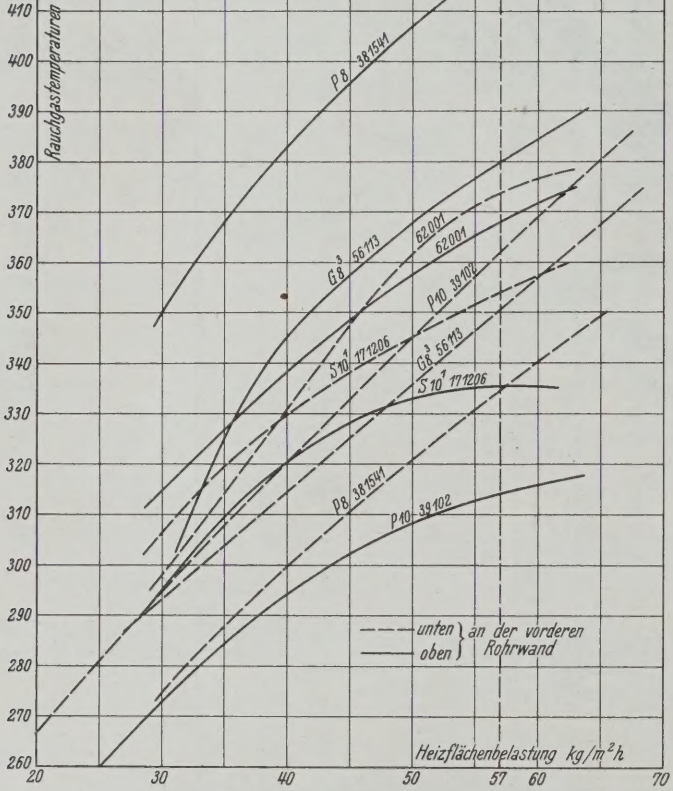



Abb. 13. Rauchgastemperaturen an der vorderen Rohrwand in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Die verhältnismäßig gute Lage der einzelnen Beobachtungspunkte zu ihrer mittleren Kurve ist angesichts der eben geschilderten Schwierigkeiten also zweifellos durch die große Versuchserfahrung und -genauigkeit gegeben. Die Kesselwirkungsgrade selbst sind in den Abb. 16 und 17 für eine große Zahl von Lokomotiven wiedergegeben und zwar in Abb. 17 ohne jede Verschiebung der Abszissenachse. Auf diese Weise tritt die Tatsache gut hervor, daß die Kesselwirkungsgrade der verschiedenen Lokomotiven doch in einem verhältnismäßig recht schmalen Bündel zusammengefaßt sind, dessen Mittellinie bei kleinerer Anstrengung über 75% liegt und erst bei größerer Anstrengung auf 72% absinken würde. Bei mäßiger Kesselanstrengung werden selbst Werte von etwas über 80% erreicht. Die höchsten Einzelwerte weist die große Personenzug-Tenderlokomotive, Reihe 62, auf. Von den großen Kesseln liegt sonst der Langrohrkessel am günstigsten. Einen sehr gleichmäßigen Verlauf des Wirkungsgrades, selbst bei der größten Anstrengung nur auf 79% fallend, weist der Kessel der Turbinenlokomotive auf, der allerdings nur des Interes halber mit aufgenommen worden ist, da es sich bei ihm die Feueranfachung durch einen Saugzugventilator und ni wie bei allen anderen (Regel-)Kesseln durch das Blasr handelt. Der Wirkungsgrad ist hier rein kesseltechni gemeint, während er in der Gesamtwirtschaftlichkeit Einbuße durch den Betriebsdampf der Feuerungsturb erfordert, der bei den anderen Lokomotiven nicht notwendig

Auffällig an dem Verlauf der Kurven ist der Umstand, einige einen ausgesprochenen Scheitel zeigen, andere fast o erkennbare Krümmung verlaufen. Der Kesselwirkungsg der P 10-Lokomotive bildet scheinbar eine Ausnahme von sonstigen Regel, mit zunehmender Belastung schwach zu fall er steigt sogar schwach mit der Kesselanstrengung. Daß Kesselwirkungsgrade aller Wahrscheinlichkeit nach ei Scheitel haben müssen, wenn man bis zur kleinsten Kes belastung heruntergeht, habe ich in Glasers Annalen 1 bereits ausgesprochen. Einen solchen Scheitel zeigt auch di Grambergs „Maschinenuntersuchungen" (2. Aufl. S. 1

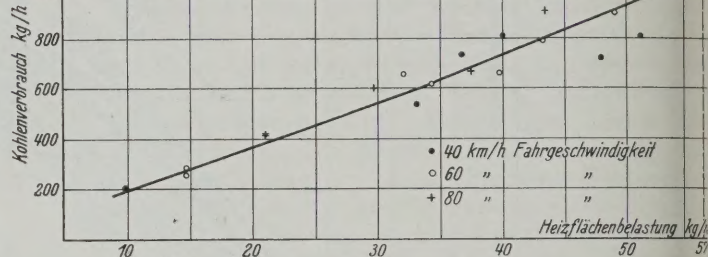



Abb. 14. Kohlenverbrauch für 1 St. ($H_u$ = 7000 kcal/kg) in hängigkeit von der Heizflächenbelattung.

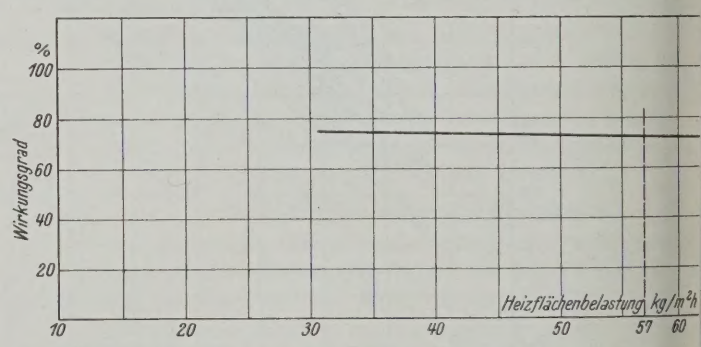



Abb. 15. Kesselwirkungsgrad der P 8 - Lokomotive in Abhängig von der Heizflächenbelastung.

dargestellte Kurve, die ihr Optimum etwa bei 18 kg/ erreicht und dann außerordentlich flach wieder fällt. Ob bei erwähnten Fehlermöglichkeiten der Wirkungsgradkurven Scheitel in Abb. 16 in ihrer Lage richtig wiedergegeben s steht dahin. Daß Fehler um einige Prozent unterlaufen kön beweist das gegenseitige Verhalten der Kessel der Lokomo reihen 24 und 64; in diesem Falle handelt es sich um v übereinstimmende Kessel mit völlig gleicher Dampfmasch nur dadurch unterscheiden sich die beiden Gattungen, daß eine eine Tendermaschine, die andere eine Lokomotive mit sonderem Tender ist. Die Wirkungsgradkurven müßten eigentlich identisch sein oder doch in geringem Abstand einander gleichartig verlaufen. Es hat den Anschein, daß Kurve der Reihe 24 mit der größeren Ungenauigkeit behe ist, da sie unbegründbar viel höher liegt und die Kurve Lokomotivreihe 64 deshalb die wahrscheinlichere ist, weil kleineren Kessel im Wirkungsgrade eher etwas unter großer Kessel liegen werden (wie der kleine Kessel der Lokc

ihe 70). Zum Kesselwirkungsgrad der neueren hsbahnlokomotive ist also zu bemerken, daß er etwa 75% im Mittel erheblich günstiger liegt bisher vielfach angenommen wurde und auch als Zahlenwerte, welche die Auswirkung der Brückmann- Theorie darstellen; dort ist z. B. für einen Kessel, der der P 8 etwa entspricht, je nachdem 40 oder 60% der gase durch die Rauchrohre gehen, von etwa 68 auf 61% nd angegeben — letzteres allerdings für wöhnlich hohe Kesselbeanspruchung — end er nach den hier verwerteten Mes- en auch bei 60 kg Beanspruchung noch ntlich höher liegt. Eine wichtige Fest- ng gestattet die Zusammenstellung der elwirkungsgrade noch. Sieht man nämlich dem infolge seiner kurzen Rohrlänge un- tigen G $8^3$-Kessel ab (er hat aus diesem de auch hohe Rauchkammertemperaturen), gen die Kessel mit den schmalen Feuer- sen (P 8 und S $10_1$) mit am tiefsten. Im nsatz zu der von Garbe vertretenen ung eines günstigen Einflusses er schmaler Feuerbüchsen erweisen nach den hier behandelten, ein- nden Versuchen die Kessel mit tem Rost als solche besseren ikungsgrades.

Einige Bemerkungen mögen am Schluß es Abschnittes noch der gegenseitigen a des Kesselwirkungsgrades beim dversuch und bei der Fahrt gelten. ei hier nochmals auf die Abb. 6 bis 8 wiesen, wo beide Wirkungsgrade ein- gen sind. Die ausgezogenen Kurven sind den Standversuchen entnommen; die punktierten sind die Kurven für die . In allen drei Fällen zeigt sich hier daß entweder durchgängig oder mindestens einem weiten Bereich, und zwar gerade meist gebrauchten Gebiet der Kessel- engung, der Kesselwirkungsgrad der den Lokomotive höher liegt als der echende beim Standversuch. Die Er- ng muß darin gesucht werden, daß ent- der Wärmeübergang an den Heizflächen ch etwas besser ist, daß die Dampfblasen die kleinen Rüttelbewegungen der Fahrt leichter loslösen und die Wärmeüber- g der Heizfläche damit besser wird, oder ie Verbrennung dadurch in ihrer Güte mt, daß durch die stoßweise Feuer- ung und die Erschütterungen auch der schicht die Sauerstoffmoleküle besser an ohlenstoff herangeführt werden als bei leichmäßigen Saugzug (Blasversuch) oder h durch beide Umstände zugleich. Nachdem an Hand bb. 9 bis 11 gezeigt war, daß der Schornsteinverlust ei Fahr- und Standversuchen kaum nennenswert unter- et und der zu ihm zu addierende durch Abstrahlen n Aschkasten und in die äußere Atmosphäre, sich iber dem Standversuche wegen der letzteren Strahlung geringfügig vergrößert, könnte es den Anschein ge- n, daß der Heizflächenwirkungsgrad sich eher ein wenig lechtert. Danach müßte man annehmen, daß der re Kesselwirkungsgrad der Fahrt hauptsäch- auf die bessere Verbrennung zurückzuführen Eine völlige Erklärung könnten auch hier nur Fahrver-

suche mit genauer Analyse der Rückstände bringen, denn die Strahlungsverluste, die nach dem vorigen eine zahlenmäßig kleine, aber entscheidende Rolle in der vorliegenden Frage spielen, sind während der Fahrt zweifellos größer, als beim Standversuch. Allerdings ist der Abstrahlungsbetrag beim Standversuch, der bei einer Heizflächenbelastung von 50 kg/m²h beim Abkühlen eines G 12-Kessels nur zu etwa ½% gefunden wurde, so klein, daß man sich vorerst hüten

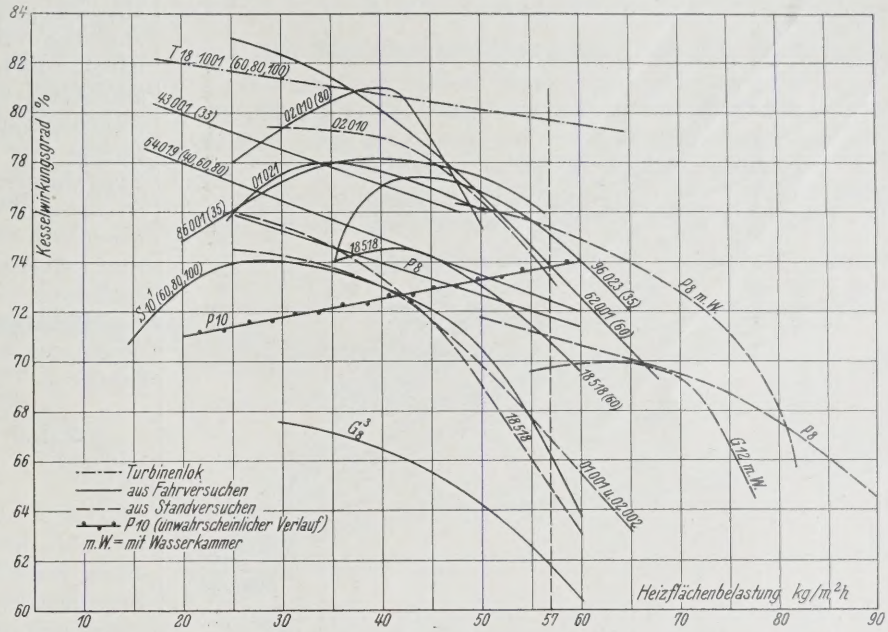



Abb. 16. Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung (aus Stand- und Fahrversuchen ermittelt).

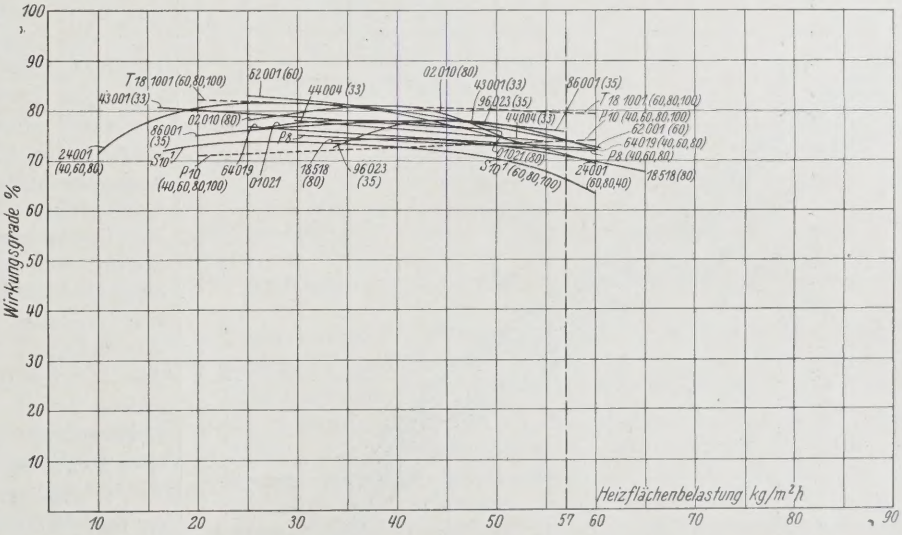



Abb. 17. Kesselwirkungsgrade bei Fahrtversuchen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

möchte, selbst bei einem Verlust von 1 bis 1,5% in der Fahrt, die zweifellos innerhalb der Fehlergrenze liegen, als schlüssigen Gegenbeweis gegen den Einfluß des bequemeren Loslösens der Dampfblasen zu betrachten; ein Einfluß, der den Heizflächenwirkungsgrad wohl eher um ein geringes nach der entgegengesetzten Seite verschieben würde. Jedenfalls ist aber in den Abbildungen der Unterschied der Stand- und Fahrtwirkungsgrade erheblich genug, namentlich bei dem Kessel der 02002, daß man sagen kann: Der Kesselwirkungsgrad der fahrenden Lokomotive liegt bei den meist gebrauchten Kesselbelastungen etwas über demjenigen der Standversuche.

## B. Die Zugerzeugung im Lokomotivkessel.

Die hohe spezifische Verdampfung des Lokomotivkessels ist bekanntlich durch das Blasrohr gegeben, dessen vorzüglichste Eigenschaft darin besteht, die Dampferzeugung dem

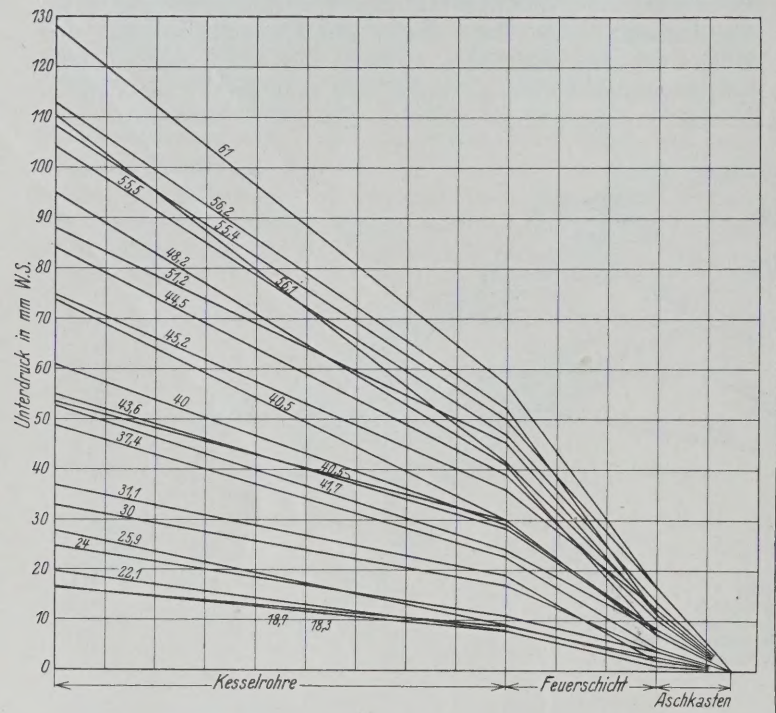



Abb. 18. Widerstände der Luft- und Rauchgase der Lokomotive 43001 in Abhängigkeit von dem durchströmten Wege.

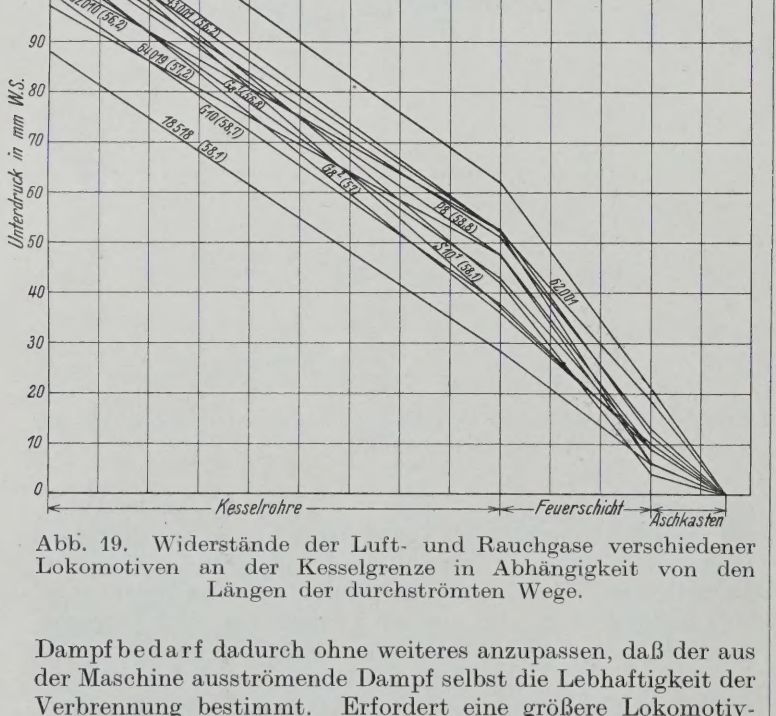



Abb. 19. Widerstände der Luft- und Rauchgase verschiedener Lokomotiven an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von den Längen der durchströmten Wege.

Dampfbedarf dadurch ohne weiteres anzupassen, daß der aus der Maschine ausströmende Dampf selbst die Lebhaftigkeit der Verbrennung bestimmt. Erfordert eine größere Lokomotivanstrengung einen Mehrverbrauch an Dampf, so ist auch eine größere Lebhaftigkeit der Verbrennung dadurch gegeben, daß diese größere Dampfmenge jetzt im Blasrohr zur Verfügung steht. Unmittelbar beruht die Wirkung des Blasrohrs in der Erzeugung einer ausreichenden Luftleere in der Rauchkam welche die Außenluft befähigt, in der erforderlichen Menge zudringen, den Rost und die Kohlenschicht zu durchströ dabei durch die Umbildung in Rauchgase einen Ma zuwachs zu erfahren und dann das Rohrsystem des Kesse durchströmen. In der Rauchkammer findet das Mitreißen d den Dampfstrahl statt, mit dem vereinigt die Rauch schließlich durch die Schornsteinmündung austreten. Bei d ausschlaggebenden Rolle der Zugerzeugung kann naturge eine theoretische Betrachtung des Kessels einiger Ang darüber nicht entraten, welche Höhe der Unterdruck an ausschlaggebenden Stellen (Aschkasten, Feuerbüchse Rauchkammer) hat, mit welchem Druck der ausström Dampf dem Blasrohr zur Verfügung zu stellen ist und we Blasrohrquerschnitte erforderlich sind, um diese Zugwirkun erzeugen. Im Gegensatz zu bestehenden Blasrohrtheorien wesentlich auf der Grundlage der Strömungsgesetze aufge sind, ohne selbstverständlich dabei einer Reihe Koeffizie entbehren zu können, soll hier der Weg eingeschlagen wer die Meßergebnisse allein als zunächst ausschlaggebend betrachten und es weiteren Arbeiten zu überlassen, die handenen Theorien auf die Meßergebnisse abzustimmen.

## 6. Der Unterdruck in Rauchkammer, Feuerbüchse und Aschkasten.

Der Unterdruck an den drei maßgebenden Kesselste wird mit den bekannten U-förmig gebogenen Glasröhren, durch Zuleitungsrohre, nötigenfalls unter Einschaltung e Beruhigungswiderstandes, mit den eigentlichen Meßste verbunden sind, beobachtet.

Trägt man nach Abb. 18 für eine bestimmte Lokomo diese Meßstellen als eine Art Abszisse auf, so daß der Abst der Beobachtungsstellen etwa dem Strömungswege der bzw. der Rauchgase entspricht, so erhält man jeweils ei zweifach gebrochenen Linienzug, wobei jeder einzelne Lin zug einer bestimmten Kesselanstrengung zugehört. Wie erwarten, sind die einzelnen Unterdrücke um so größer stärker der Kessel angestrengt ist, so daß die Heizfläch beanspruchung als Parameter dieser Linien gelten k Geringfügige Umkehrungen, derart, daß bei verhältnism eng benachbarten Kesselanstrengungen gelegentlich die ei höhere scheinbar etwas geringere Beträge des Unterdru erfordert, erklärt sich aus der möglichen Versuchsungena keit, wie sie z. B. durch das Pendeln der Wassersäulen gege sein kann. Die Ausdehnung dieser Darstellungsart b Abb. 19, die für gleiche Kesselanstrengung — hier die Ke grenze — die Höhe des Unterdruckes von verschiede Lokomotivgattungen wiedergibt. Aus diesen Abbildu sind folgende Tatsachen abzuleiten:

1. Die absoluten Größen der Druckunterschi in mm Wassersäule sind am größten für das Dur strömen des Rohrsystems, darauf folgt der Dru unterschied zwischen Feuerbüchse und Achkas und endlich der Druckunterschied zwischen As kasten und Außenluft. Der letztere kann sogar, wie folgende Abbildung zeigt, bei schwächeren Kesselanstrengu negativ ausfallen, wenn man das Vakuum als Regel hie positiv bezeichnet. Es sind das die Fälle, in denen der „Fahrwind" durch die vorderen Aschkastenklappen so leb eindringt, daß ein geringfügiger Überdruck im Aschka entsteht; doch sind das immerhin Ausnahmen.

2. Das spezifische Druckgefälle, je m Strömu weg, ist für den Weg vom Aschkasten durch d und Feuerschicht in die Feuerbüchse am größ Nur bei ungewöhnlich großen Rostflächen verschwindet es Erscheinung nahezu.

In Abb. 20 sind die einzelnen Unterdruckwerte nunmehr ...Funktion der Kesselanstrengung dargestellt, wobei das ...uum die Ordinate, die Kesselanstrengung die Abszisse ...et. Ein bestimmtes Gesetz hat sich zunächst aus den ...ven nicht ableiten lassen. Die Kurven stehen zu dem ...elnen, in Betracht kommenden Kessel in zu enger Beziehung ... streuen zu sehr, um eine schlüssige Regel daraus ablesen ...können. Nur eins läßt sich aus dem Verhalten der ...erischen S 3/6-Lokomotive mit der verhältnismäßig sehr ...ien Rostfläche entnehmen, daß eine große Rostfläche die ...mung erleichtert und insofern vorteilhaft wirkt; dieser ...luß ist so erheblich, daß er sich in einer beträchtlich ...bgeminderten Luftleere in der Rauchkammer äußert. ...h insofern wirken sehr große Roste vorteilhaft, als sie ... Fahrbereich der Lokomotive erhöhen, da die etwa ein...ende Verschlackung von der Größe der je m² Rostfläche ...rannten Kohle abhängt, die bei großem Rost, aber nicht statt, wohl auch infolge der Versuchsungenauigkeit; doch liegen die größeren Kessel im allgemeinen höher, und die Erklärung wäre bei gleichem Rohrwiderstand in den etwas längeren Strömungswegen in Aschkasten und Feuerbüchse zu suchen. Zahlenmäßig ist zu sagen:

Für die höchste Daueranstrengung des Kessels kommt man bei guter Rohrabstimmung mit einer Rauchkammerluftleere von höchstens 120 mm Wassersäule aus; bei kleineren Kesseln genügen selbst 100 mm.

### 7. Der Blasrohrdruck (Gegendruck vor dem Blasrohr).

Aus meßtechnischen Gründen ist es kaum möglich, den Dampfdruck in der Blasrohrmündung selbst zuverlässig festzustellen. Bei der immer mehr oder weniger kegeligen Gestalt des eigentlichen Blasrohres ist der Dampfdruck in der Mündungsebene auf jeden Fall kleiner als der Druck im Zuleitungsrohr. Die Druckdifferenz ist es ja eben, die in der Blasrohrdüse

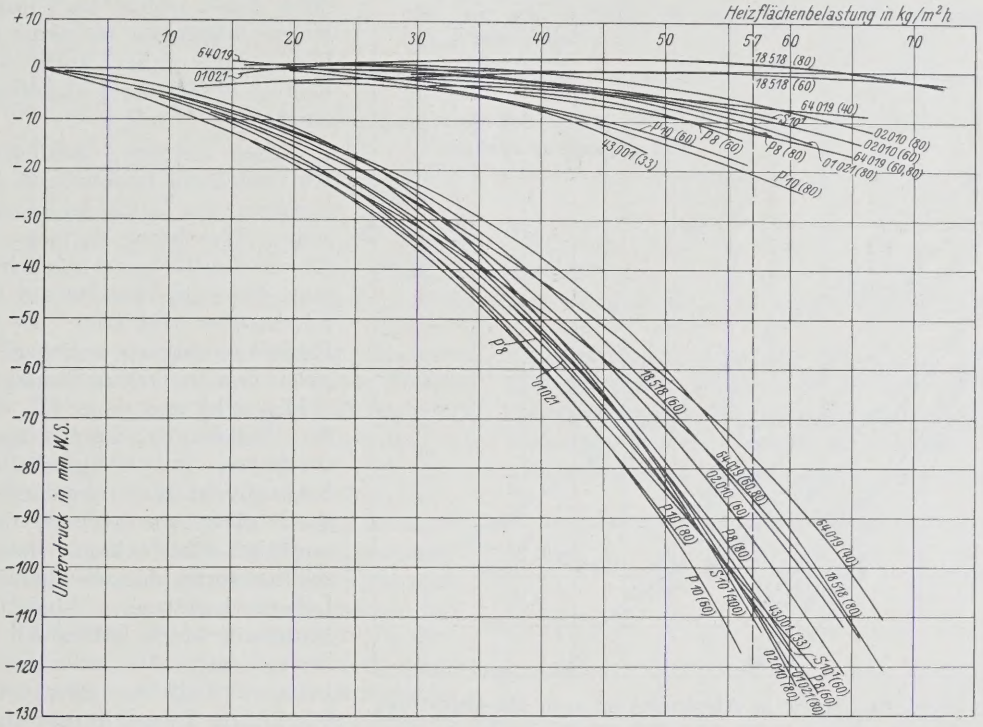



Abb. 20. Rauchkammer- und Aschkastendruck in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

...her Leistung kleiner sein kann. Die Kehrseite ist aber ...größere Abbrand von Kohlen bei Ruhe im Feuer jeder ... (also auch bei Talfahrten ohne Dampf).

Den absoluten Zahlenwerten der Luftleere in der Rauch...mer als dem Ausgangspunkt der ganzen Heizgasströ...g möge noch eine Bemerkung gelten. Bei ihrer starken ...inderlichkeit mit der Belastung sollen diejenigen für die ...he Kesselgrenze von 57 kg Dampf/m²h gewählt werden. ... zeigt nun Abb. 20, daß bei den üblichen Verhältnissen ...tfläche : Heizfläche, in der Spanne von 1 : 50 bis 1 : 56 (die ...6-Lokomotive hat 1:44,7) die großen Kessel eine etwas ...ere Luftleere in der Rauchkammer erfordern. Am höchsten ... die P 10, die allerdings noch nicht die Abstimmung des ...ältnisses freier Querschnitt : Wandreibungsfläche für das ...e Rohrsystem auf etwa 1:400 aufweist, sondern mit ...n etwas engeren Rauchrohren einen größeren Strömungs...erstand — übrigens damit auch eine wesentlich kleinere ...rhitzung — zeigt. Die Einheitslokomotiven, die diese ...timmung besitzen, liegen tiefer, ebenso einige ältere ...tungen mit ihren ausgeglicheneren Rohrverhältnissen. ... genaue Reihenfolge der Unterdruckgröße entsprechend ... Kesselgröße findet auch bei den Einheitslokomotiven in eine erhöhte Geschwindigkeit umgesetzt wird. Für die eigentliche Lokomotivmaschine ist dagegen der Druck im Zuleitungsrohr oder Standrohr des Blasrohrs insofern sogar der ausschlaggebende, als er, abgesehen von dem geringfügigen Strömungswiderstand, den Gegendruck auf den Kolben darstellt. Dieser Druck ist es also, der in dem dem Blasrohr vorgeschalteten zylindrischen Teil der Auspuffleitung durch Anschluß eines feinfühligen Blasrohrmanometers gemessen wird.

Bei den Schwankungen, die der Druck namentlich durch die Auspuffschläge der Vorausströmung erfährt, pendelt zuweilen auch der Zeiger auf dem großen Zifferblatt des fein geteilten Blasrohrmanometers ziemlich erheblich, so daß die Ablesungen mit gewissen Fehlern behaftet sein können. Soweit man den Dampfzustand bei der Ausströmung vor dem Blasrohr zur wärmewirtschaftlichen Rechnung benötigt, wären Meßfehler des Blasrohrdruckes in ihrer Auswirkung übrigens sehr unerheblich, da in dem Druckgebiet von wenigen at der Wärmeinhalt des Dampfes, wie ein Blick auf das I-S-Diagramm lehrt, vom Druck so gut wie unabhängig, vielmehr fast ausschließlich von der Temperatur beeinflußt ist. Die Temperatur des ausströmenden Dampfes wird an sich im

sogenannten Ausströmkasten der Dampfzylinder gemessen, und da dem Auspuffdampf wegen der gechützten Lage der Rohre, z. T. in der Rauchkammer, Wärme nicht entzogen wird, so wird sich die Temperatur im Blasrohr noch mit dieser Temperatur decken.

Man könnte nun daran denken, eine Gleichung der Strömungsenergie derart aufzustellen, daß man das Arbeitsvermögen des Dampfes aus seinem Zustand unmittelbar vor dem Blasrohr und der Düsenform desselben ermittelt und zu der Bewegungsenergie des Dampf-Rauchgas-Gemisches in der Schornsteinmündung in Beziehung setzt. Hierbei würde indes ein Koeffizient zur Berücksichtigung der Widerstände einzuführen sein, wie sie durch die Reibung des Dampfstrahls im Blasrohr, der Rauchgase an den Schornsteinwandungen, sowie durch Wirbelungen gegeben sind, und außerdem müßte die Austrittsgeschwindigkeit der Rauchgase aus den Rohren bekannt sein. Diese Widerstände sind aber unmittelbar gar

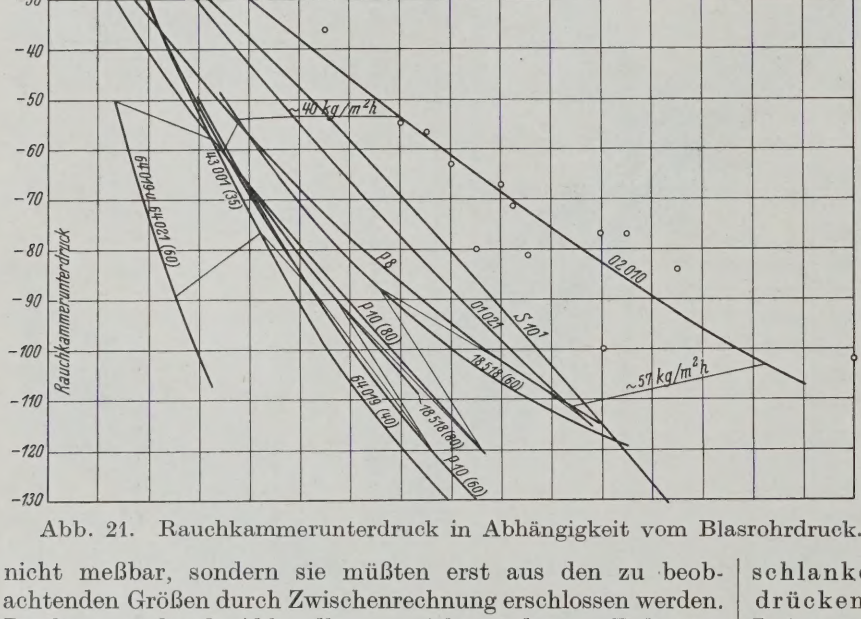



Abb. 21. Rauchkammerunterdruck in Abhängigkeit vom Blasrohrdruck.

nicht meßbar, sondern sie müßten erst aus den zu beobachtenden Größen durch Zwischenrechnung erschlossen werden. Da die vorstehende Abhandlung es sich gerade zum Ziel setzt, die Vorgänge in der Lokomotive sicher auf unmittelbaren Versuchsergebnissen aufzubauen, so verbietet sich der angedeutete Weg mindestens als der ursprüngliche.

In Abb. 21 sind deshalb nur die beobachteten Blasrohrdrücke rein statistisch in Beziehung zu der damit erreichten Luftleere in der Rauchkammer wiedergegeben. Die Kurven für die einzelnen Lokomotiven sind möglichst Beharrungsfahrten bei gleicher Geschwindigkeit entnommen und zwar als Mittel der zunächst streuenden Einzelpunkte. Das Ergebnis dieser Ermittlung geht, wie in manchen anderen Fällen dahin, daß die Kurven der einzelnen Lokomotiven zu sehr streuen, um sie zu einer allgemein gültigen Annäherungsregel zusammenfassen zu können. Während die Kurven mancher Lokomotiven verhältnismäßig nahe nebeneinander verlaufen, liegt die Kurve der Vierzylinder-Verbundschnellzuglokomotive besonders weit von dem mittleren Kurvenbündel ab und zwar in der Art, daß hier zur Erreichung einer bestimmten Luftleere in der Rauchkammer verhältnismäßig große Blasrohrdrücke erforderlich sind. Die 1 C 1-Tenderlokomotive liegt andererseits für 60 km/h Geschwindigkeit ungewöhnlich weit nach der günstigen Seite hin, doch deutet die dem dichteren Bündel angehörende Blasrohrunterdruckkurve der gleich Lokomotive für 40 km/h darauf hin, daß man dieser Kur eine ausschlaggebende Bedeutung nicht beimessen kann. so weit auseinanderliegenden Kurven der gleichen Maschi bei verschiedenen Geschwindigkeiten sind zweifellos mit Folge der angedeuteten Fehlermöglichkeit.

Die abseitige Lage der Vierzylinder-Verbundschnellzu lokomotive 02010 findet eine ausreichende Erklärung dadur daß bei dieser Lokomotivgattung die Ausströmrohre d Zylinderblock wagerecht in ziemlich beträchtlicher Höhenla verlassen und das — tiefliegende — Blasrohr deshalb scharfem Knick abgebogen ist, wobei noch zum besseren Au einandertreiben des Dampfstrahls sich ein Steg in der Bla rohrmündung befindet. Für die bis auf die Kessellänge völ gleiche Lokomotive 02002, an deren Blasrohr versuchswe mehrfach kleine Änderungen vorgenommen wurden, sind durch Punkte angedeuteten Einzelwerte gewonnen. Infol ihrer Lage rechts und links der ausgezogen Kurve bestätigen sie deren Charakter als Mitt kurve und daher auch den druckerhöhend Einfluß eines scharf umgebogenen Auspuffdam strahls.

Das mittlere, leidlich zusammenbleiben Kurvenbündel bezieht sich auf Lokomotiven n einigermaßen schlanker Führung der Ausströ rohre. Wie wenig es indes die Aufstellung ein Durchschnittsregel ermöglicht, erkennt man, we man diejenigen Punkte auf den einzelnen Kurv miteinander verbindet, die sich auf die gleic Kesselanstrengung beziehen. Das ist in Abb. geschehen und zwar einmal für die Kesselgren (57 kg/m²h) und dann für die kleinere, etwa der Volleistung entsprechende Heizflächenbea spruchung von 40 kg/m²h. Von diesen beid Niveaulinien zeigt namentlich die erste einen stark gezackten Verlauf, daß man sich nic ermutigt fühlen kann, leidlich sichere Dur schnittswerte daraus abzuleiten. Die einzeln Lokomotivgattungen sind eben auch in dies Beziehung stark individuell. Eine Erkenntn läßt sich indes aus der Kurvenschar a leiten, daß es nämlich selbst bei d höchsten Dauerbelastung des Kessels b schlanker Rohrführung möglich ist, mit Blasroh drücken von etwa 0,2 at auszukommen; bei mittler Leistungen sinkt der Druck vor dem Blasrohr sog auf 0,1 at und selbst darunter. Der niedrige Gege druck ist natürlich für die Maschine sehr vorteilhaft; daß nicht in allen Ländern vorhanden ist, bewies uns vor einig Jahren die Unmöglichkeit, das englische Modell des Abdam injektors mit unseren niedrigen Blasrohrdrücken zu betreibe

## 8. Blasrohrquerschnitt und Schornstein.

Der Querschnitt des Blasrohrs kann als unmittelba Maschinenabmessung leicht zu allen möglichen anderen Größ in Beziehung gesetzt werden und ist außerdem eine ma gebende Größe für die Bildung der Dampfgeschwindigke die andererseits durch Menge und Zustand des Dampf bedingt ist. Beim Blasrohr mit Steg ist als Blasrohrque schnitt derjenige nach Abzug des Steges verstanden. Da e Blasrohr mit Steg die Kreiseigenschaft allseitiger Symmet einbüßt, so sollte man in der Regel nur Blasrohre ohne St anwenden; in solchen Fällen jedoch, wo der Dampfstrahl a Gründen der Rohrführung zur Blasrohrmündung in scharfe Knick umgelenkt werden muß, kann ein Steg das Au einandertreiben des Dampfstrahls und genügende Ausfüll des Schornsteins vorteilhaft unterstützen, ja notwendig sei

Nun ist es mit engen Blasrohren und engen Schornsteinen immer möglich, große Dampfmengen in der Zeiteinheit rzeugen. Dabei ist dann aber der Gegendruck im Zylinder 3 und die Maschine weniger wirtschaftlich. Aus diesem nde strebte die Reichsbahn nach Blasrohren, die so weit , wie es die Rücksicht auf die Dampferzeugung gestattet, von diesen ist im folgenden hauptsächlich die Rede.

der Versuche als am zweckmäßigsten herausgestellt hat; also unter Umständen abweichend von dem Zustande der ersten Anlieferung.

Die in der „Hütte" angegebene Beziehung ist in Abb. 23 dargestellt durch den spitzen Keil in ausgezogenen Linien, deren jede als Gerade durch den Nullpunkt geht. Nur zwei Lokomotiven gehören indes diesem Keil tatsächlich an, alle

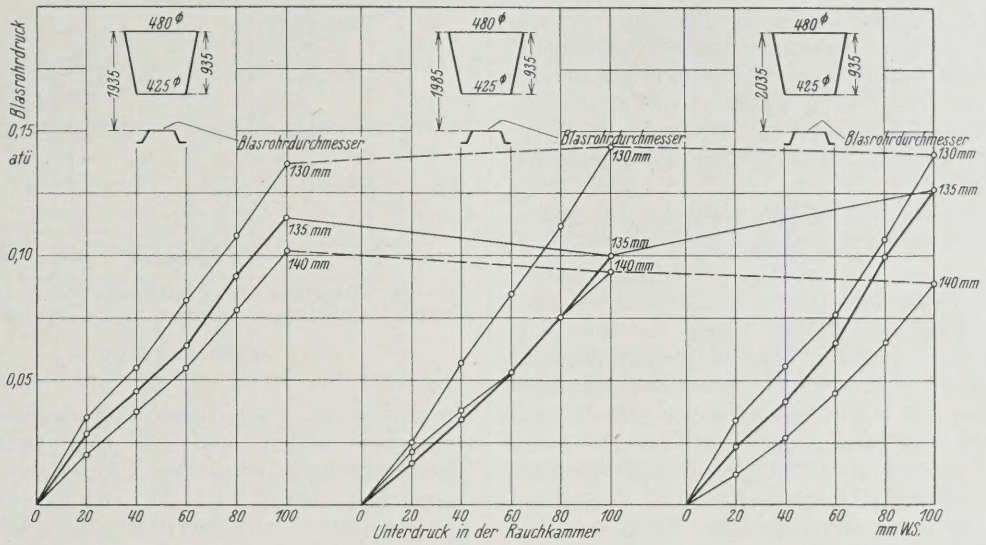



Abb. 22. Blasrohrdruck in Abhängigkeit vom Rauchkammerunterdruck bei verschiedenen Blasrohren.

Wie auf dem Versuchswege die günstigsten Blasrohrältnisse gefunden werden, zeigt Abb. 22 an dem Beispiel G 10-Lokomotive. Dabei ist der Schornstein unverändert eben — für in größerer Zahl vorhandene Lokomotiven zunächst einleuchtende Forderung — und nur Blasrohrhmesser und Höhenlage der Mündung sind verändert. jede Höhenlage sind hier drei Blasrohrdurchmesser ufhin untersucht, wie sich das Verhältnis Rauchkammerrdruck : Blasrohrüberdruck, also gleichsam der Wirkungsgrad des Blasrohrs verhält. Der Unterdruck bildet die isse, der Blasrohrüberdruck die Ordinate. Für die drei rohre mit den drei Höhenstellungen ergeben sich dann ei Kurven, von denen die tiefliegendsten die günstigsten weil dabei ein bestimmter Unterdruck mit dem kleinsten rohrdruck erreicht ist. In diesem Beispiel ist es jedesdas weiteste Blasrohr mit 140 mm Durchmesser; von Höhenlage ist die mittlere die günstigste. Handelt es um eine ganz neue Lokomotivgattung, von der erst ge Exemplare gebaut sind, so kann man auch noch Schornstein variieren (etwa mit Behelfsschornsteinen Blech), um für die weiteren Lieferungen nun die denkbar tigste Saugzuganlage überhaupt zu ermitteln; die oben riebene Art ergab nur das günstigste Blasrohr für den andenen Schornstein. Sind dabei die Verhältnisse ungünstig, so kann selbst eine allmähliche Ausselung der Schornsteine lohnend sein.

Für den Querschnitt tiefliegender Blasrohre ist nun in neuesten Auflage der „Hütte" (3. Band, Seite 875) als tformel angegeben, daß der freie Blasrohrquerschnitt in etwa das 0,85 bis 0,90fache der Verdampfungsheizfläche betragen solle, wobei der kleinere Wert sich auf geringge Brennstoffe beziehen soll. In Abb. 23 sind demüber die Blasrohrquerschnitte der untersuchten Lokoven in Abhängigkeit von der Verdampfungsheizfläche tragen. Jede Lokomotive hat naturgemäß nur einen t, da es sich hier nicht um Funktionen, sondern um ne Quotienten handelt. Dabei ist der Blasrohrquerttt an der Mündung so angegeben, wie er sich im Laufe anderen liegen außerhalb desselben. Für die Lage zu dem Keil besteht aber offensichtlich eine gewisse Gesetzmäßigkeit insofern, als die Blasrohrquerschnitte der Lokomotiven mit besonders großen Kesseln ($H = > 200\ m^2$) darunter liegen,

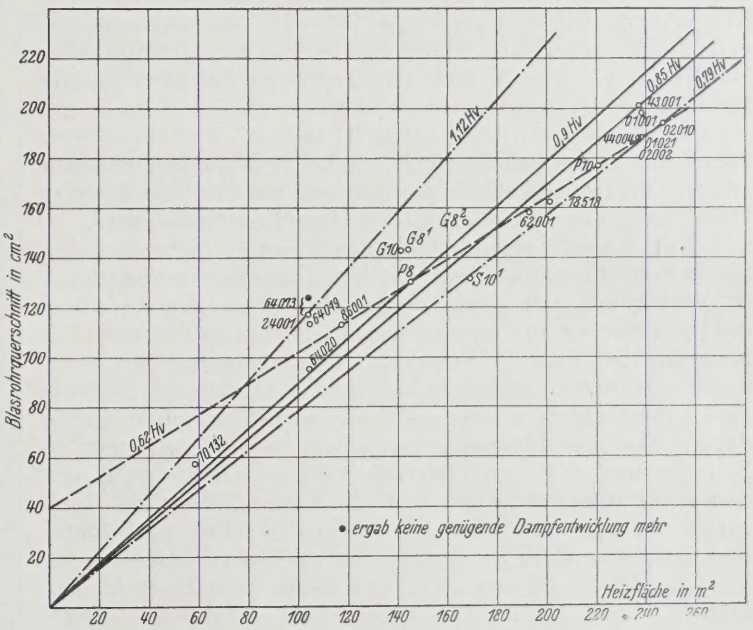



Abb. 23. Blasrohrquerschnitt in Abhängigkeit von der Heizfläche.

also engere Blasrohre besitzen als nach jener Regel erwartet werden müßte. Hier geht das Verhältnis, „Mündungsquerschnitt zur Heizfläche", auf 0,79 herunter. Lokomotiven mit kleinen oder mittelgroßen Kesseln ($H = 57$ bis $167\ m^2$) liegen umgekehrt über dem schmalen Keil und haben also weitere Blasrohre mit einer zahlenmäßigen Größe des Quotienten bis zu 1,12. Im übrigen braucht daraus ein höherer Blasrohrdruck der großen Lokomotiven nicht ohne weiteres zu folgen, denn die Düsenreibung ist bei den absolut größeren

Blasrohren großer Maschinen natürlich günstiger, kleiner. In Abb. 21 liegen auch die Blasrohrdrücke großer Kessel für gleiches Vakuum mit denen kleinerer Kessel teilweise untermischt.

Mit verhältnismäßig sehr geringfügiger Streuung lassen sich nun in die Punkte, die tiefliegende Blasrohre betreffen, zu einer Geraden zusammenfassen, um so mehr, als kleine Schwankungen des in Rede stehenden Quotienten die Lebhaftigkeit der Dampferzeugung kaum beeinflussen. So war anfänglich bei der Lokomotive 01001 der Blasrohrquerschnitt durch kleine Änderungen während der Versuche etwas heraufgesetzt (von 188,6 auf 195,7 cm²), während die später gefahrene Lokomotive gleicher Gattung 01021 mit ihrem kleineren Wert bei der Anlieferung (188 cm²) die Versuchsfahrten befriedigend erledigte.

Die fast genau gleiche Heizflächen aufweisenden Kessel der Reihen 01, 02, 43 und 44 zeigen insgesamt fünf benachbarte Blasrohrabmessungen, die praktisch befriedigt haben. Bei der Lokomotive 64.073 ließ sich — ausgehend von dem Wunsche geringen Überreißens feiner Lösche — der Blasrohrdurchmesser von 120 auf 122 mm ohne nachteilige Wirkung erhöhen, der Querschnitt also um 3,5% erweitern. Anfangs hatte der Durchmesser bei der Reihe 64 sogar nur 110 mm betragen; 125 mm erwiesen sich dagegen bei starker Beanspruchung schon als nachteilig, zumal gleichzeitig für einen etwas besseren Abfluß des Dampfanteils zum Vorwärmer gesorgt war. Auch für diese Gattung bzw. die mit ihr im Kessel identische Reihe 24 liegen also drei verschiedene, brauchbare Punkte (davon ein Doppelpunkt) vor. Nach alledem bietet also der Blasrohrquerschnitt einen gewissen Spielraum für praktisch gleiche Wirkung. Die Lokomotiven mit tiefliegendem Blasrohr gewähren nun, wie oben schon angedeutet, die nicht häufige Möglichkeit, eine einfache mathematische Beziehung anzugeben, die mit geringer Streuung für alle Gattungen zutrifft. Danach ist, wenn H die Verdampfungsheizfläche in m² und f den Blasrohrquerschnitt in cm² bezeichnet

$$f = [40 + 0{,}62\ H]\ \text{cm}^2.$$

Nicht einmal die Lokomotiven mit höher liegendem Blasrohr streuen übermäßig stark gegen diese Gerade; sie besitzen übrigens durchweg etwas größere Mündungsquerschnitte.

Nun ist selbstverständlich das Blasrohr nicht eine isolierte Einrichtung, sondern als Saugzuganlage nur wirksam in Verbindung mit dem Schornstein. Den Angaben über das Blasrohr als die eigentliche Ausströmungsdüse sind also noch Angaben über die Bemessung des Schornsteins als Fangdüse anzufügen. Wenn trotzdem das eigentliche Blasrohr zuerst betrachtet wurde, so hat das seinen guten Grund darin, daß die Blasrohrabmessungen den Gegendruck im Zylinder und die Ausströmgeschwindigkeit bestimmen, und daher im Interesse eines mäßigen Gegendruckes bei Neuentwürfen zunächst über das Blasrohr selbst zu befinden und danach erst der Schornstein als zweites zu bemessen ist.

Für die Zuordnung des Schornsteins zum Blasrohr sind nun in Abb. 24 die für zweckmäßig befundenen Werte zeichnerisch so zusammengestellt, daß der freie Blasrohrquerschnitt f die Abszisse, die größtmögliche Neigung des Dampfstrahls

$$\left(\frac{d}{h_n} = \frac{D-d}{h}\right)$$

als Ordinate gewählt ist. Streng genommen ist die Ordinate

$$2 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}.$$

Es wird also der Öffnungswinkel eines Kegels festgelegt, der unten von dem Blasrohrumfang, oben von dem Umfang der Schornsteinmündung — stets unter Berücksichtigung des etwa vorhandenen Aufsatzes — gebildet wird (Abb. 25). Damit s natürlich keine Bestimmung darüber getroffen sein, ob d Dampfstrahl unter Mischung mit den Rauchgasen d Schornstein wirklich an seiner Mündung ganz ausfüllt. D Dampf wird aller Wahrscheinlichkeit nach wesentlich d

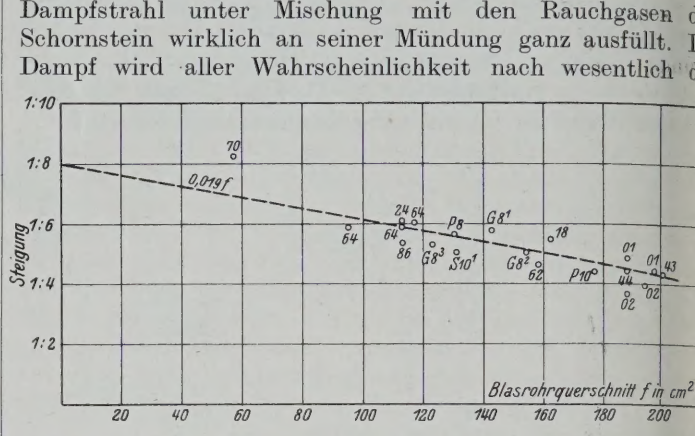



Abb. 24. Steigung des größtmöglichsten Dampfkegels (Blasro austritt bis Schornsteinmündung) in Abhängigkeit vom Blasro querschnitt, St. $= \frac{1}{8 - 0{,}019\ f}$.

Kern des den Schornstein verlassenden Dampf-Rauchg gemisches bilden und in den äußeren Schichten Strömungskegels zweifellos mindestens den geringeren T ausmachen. Nach Abb. 24 ordnen sich nun für die v schiedenen Lokomotiven die Kegelneigungen dem erwähnten Sinne mit verhältnismäßig gering Streuung zu einer Geraden, die dem Gesetz

$$\frac{D-d}{h} = \frac{1}{8 - 0{,}019\ f}$$

gehorcht.

Die Kegelneigung kann an sich natürlich je nach Höhenlage der Mündung über dem Blasrohr noch einen en und einen weiten Schornstein bedeuten, so daß noch ein zweites Bestimmungsstück anzugeben ist. Dieses Bestimmungsstück ist das Verhältnis des Schornsteindurchmessers zum Blasrohrdurchmesser. Dieses ist für die untersuchten Lokomotiven in Abb. 26 angegeben; die Streuung der Punkte ist noch so erheblich, daß man lieber als Grenzgebiet einen Keil, in dem sie ganz oder in überwiegender Mehrzahl liegen, angibt als nur eine einzige Kurve. Der Keil, in den hier nur die mit verhältnismäßig sehr engem Schornstein versehene S 3/6 (Reihe 18) (D:d = = 3,26) nicht mit einbezogen ist, wird durch die Geraden D:d = 3,4 und D:d = 4,1 gebildet. Die Einheitslokomotiven mit tiefem Blasrohr und einfacher Dehnung liegen mit leidlicher Fehlergrenze auf der Geraden D = 4,55 (d — 25). Die Geschwindigkeit in der Schornsteinmündung (unter Annahme gleichmäßiger Verteilung über den gesamten Querschnitt) hat, einige Überschlagsrechnungen auf Grund des Dampf-Kohlenverbrauchs sowie des Luftüberschusses zeigen, an Kesselgrenze die Größenordnung von 50 bis 80 m/sk.

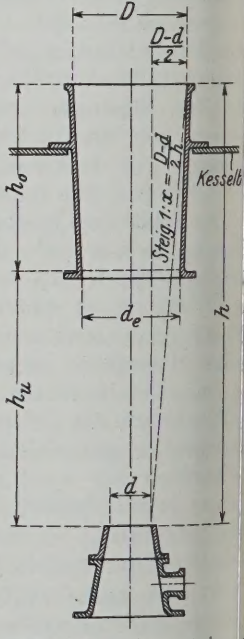



Abb. 25. Schornstein Blasrohr.

Die ganzen letzten Betrachtungen, die natürlich n den Anspruch erheben können, eine dynamische Blasr theorie zu sein, sondern zunächst nur das versuchsmä

eichbare darstellen, zeigen jedenfalls, daß die Saugzug-
age Blasrohr-Schornstein ein ziemlich elastisches Gebilde
s und man sich vor einem Mißerfolge wohl bewahren kann.
vaige Berichtigungen für den besten Wert müssen Versuche
gen.

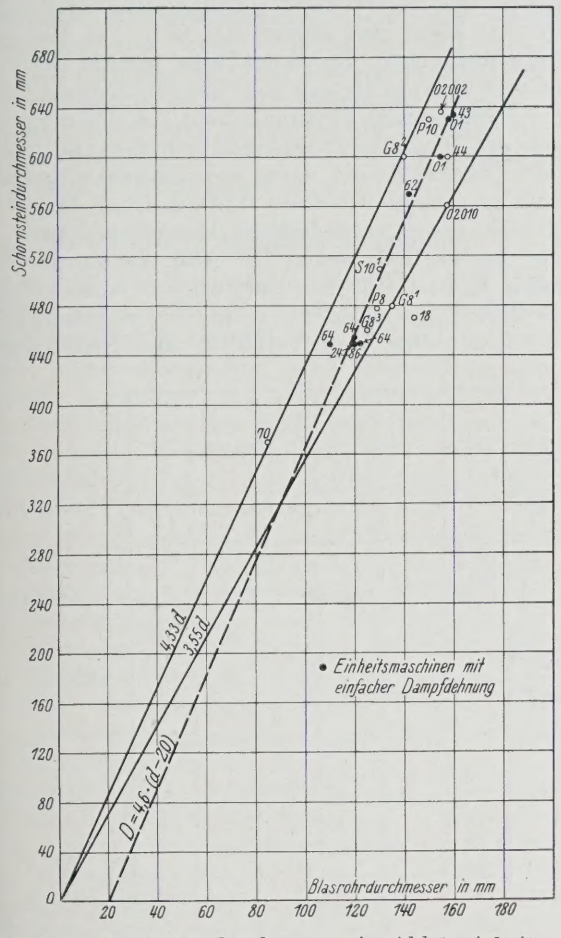



Abb. 26. Schornsteindurchmesser in Abhängigkeit vom Blasrohrdurchmesser.

## III. Der Dampf.

Der Dampf als der Arbeitsträger steht sowohl mit dem
sel, in dem er erzeugt, als mit der Maschine, in der sein
rmeinhalt zum Teil in mechanische Arbeit
gesetzt wird, in engster und in der Reihen-
e der Darstellung also in vermittelnder
iehung. Für eine experimentelle Theorie der
omotive erheben sich hier Fragen einmal
ichtlich der mehr oder weniger willkürlichen
hl seiner thermodynamischen Bestimmungs-
ßen, dann nach seinem naturgesetzlichen
halten d. h. der Änderung der Überhitzung
der Belastung bei einem gegebenen Kessel.

### 9. Einfluß des Kesseldruckes.

Völlig frei ist der Konstrukteur an sich in
Wahl des Kesseldrucks. Zu der Zeit, als
Heißdampf in großem Stil den Naßdampf
öste, besaßen die Naßdampflokomotiven mit
acher Dehnung Kesseldrücke von 12 bis 13,
ener 14 at; die Verbundmaschinen mindestens
in der Regel 15 bis 16 at, diese Drücke
den bei Heißdampf beibehalten; die preußisch-hessischen
atsbahnen beschafften ihre Heißdampfkessel zunächst bei
schließlich einfacher Dampfdehnung mit 12 at, die
- Vierling - Schnellzuglokomotive (S 10) und die zweite
Auflage der D-Güterzuglokomotive (G 8[1]) erhielten dann 14 at, die Verbund-Schnellzuglokomotive (S 10[1]) 15 at. Wenn von den beiden thermodynamischen Bestimmungsgrößen Druck und Temperatur in der Einführungszeit des Heißdampfs die Temperatur stellenweise im Überschwang als das nahezu allein Entscheidende betrachtet wurde und Garbe wenigstens niedrige Schieberkastendrücke empfahl, so ist es doch zu einer Herabsetzung des Kesseldrucks in Wirklichkeit wohl nirgends gekommen. Allenfalls wurden süddeutsche Heißdampf-Vierzylinderverbundlokomotiven mit 15 at gebaut, nachdem man beim Naßdampf schon auf 16 at gegangen war. Andererseits ging man über 16 at überhaupt kaum einmal hinaus, und zwar weil man doch hier oder nur wenig höher die Grenze für die Ausführbarkeit der Stehbolzenfeuerbüchse erblickte. Kürzlich hat der Kessel der Maffei-Turbinenlokomotive allerdings bewiesen, daß man bei den üblichen Kesselbaustoffen die Regelbauart mit 22 at noch eben auszuführen vermag.

Die Lokomotiven einfacher Dehnung mit 14 at bewährten sich so gut, d. h. es erwies sich als durchaus möglich, den Heißdampf dieses Druckes in einem Zylinder genügend zu entspannen, daß die Einheitslokomotiven der Reichsbahn für 14 at entworfen wurden; die Vierzylinder-Verbundlokomotive erhielt 16 at. Eine Untersuchung der wärmewirtschaftlichen Überlegenheit der 14 at über nur 12 at mag sich deshalb hier auf die Erwähnung beschränken, daß sie 1923/24 durch Grunewalder Versuche an zwei G $8_2$-Lokomotiven, von denen die eine absichtlich nur mit 12 at betrieben wurde, einen tatsächlichen Nachweis erfuhr. Dagegen wurde bei den Versuchsfahrten mit den Einheitsschnellzuglokomotiven im Jahre 1926 die Zwillinglokomotive nicht nur mit 14, sondern auch mit 16 at gefahren, und zwar um das gegenseitige Verhalten der beiden Dampfspannungen festzustellen. Der Betrieb des Kessels mit 16 at war deshalb ohne weiteres zulässig, weil er aus Gründen des Austauschbaues völlig mit dem Kessel der Vierzylinder-Verbundlokomotive übereinstimmt, die von Haus aus für 16 at gebaut ist.

Das Vergleichsergebnis ist in Abb. 27 für den Dampfverbrauch am Zughaken nach Abzug des Pumpendampfes wiedergegeben. Es handelt sich um Fahrten über den Erfurt-Eisenacher-Sattel, wobei von jeder Seite etwa 30 km mit einer maßgebenden Steigung von 1:200 befahren werden mußten. Zwar bestand angesichts der verhältnismäßig kurzen Strecke und der noch nicht möglichen Verwendung der Bremsloko-

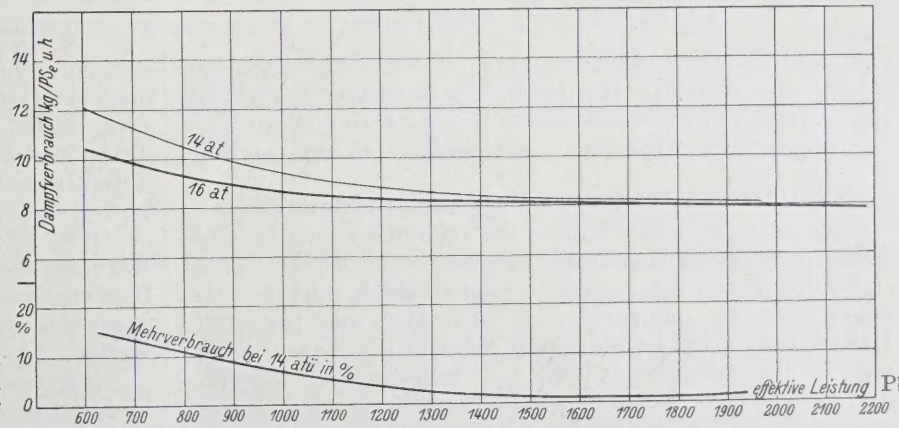



Abb. 27. Dampfverbrauch — nach Abzug des Pumpendampfes — für 1 $PS_e$ und h der Lokomotive 01001 bei 14 atü und 16 atü in Abhängigkeit von der effektiven Leistung bei V = 60 km/h Geschwindigkeit.

motive der Beharrungszustand in einem unseren heutigen Ansprüchen genügenden Maße nicht; aber die Fahrzeiten waren die gleichen und die Dampftemperaturen stimmten genügend überein, um das gegenseitige Verhalten ziemlich sicher wieder-

zugeben. Unten in der Abbildung ist noch die Kurve für den Mehrverbrauch an Dampf bei 14 at aufgetragen; wir erkennen, daß es sich hier nicht etwa um eine Ersparnis von überall gleicher Höhe handelt, sondern daß die Überlegenheit des höheren Kesseldruckes vor allem bei kleineren und mittleren Leistungen auftritt. Bei 600 $PS_e$ erreicht sie den hohen Betrag von 15%, um bei der Höchstleistung auf 3% abzufallen. Da es sich um ein und dieselbe Lokomotive handelt, ist naturgemäß das gegenseitige Verhalten des indizierten Dampfverbrauchs wegen des identischen mechanischen Wirkungsgrades genau das gleiche, und die Strahlsche Faustregel, daß für jede weitere Atmosphäre 3% an Dampf erspart würden, trifft daher nicht allgemein zu. Die Vergleichsfahrten mit schweren D-Zügen (600 t) auf der Strecke Berlin—Halle bestätigten die wirtschaftliche Überlegenheit der 16 at in noch höherem Grade für den gesamten Dampfverbrauch. Es handelt sich hier zunächst um die Feststellung an einer Lokomotivgattung; man wird auf Grund dessen aber sagen können, daß große Tendenz dieser Temperaturkurven sind die Ergebnisse d bisher gebräuchlichen Kesseltheorie gegenüberzustellen, w sie von Brückmann in der „Eisenbahntechnik der Gege wart" entwickelt ist. Die Vorausberechnung der Heißdamp temperaturen ist dort in zwei Beispielen vorgenommen, d beide nahezu dem Kessel der P 8-Lokomotive entsprechen u wobei einmal 40%, das andere Mal 60% der Heizgase d Überhitzer bestreichen. In beiden Fällen gelangt Brückma zu einer sich sehr wenig mit der Kesselbelastung ändernd Heißdampftemperatur. Er spricht nicht aus, daß die praktisc Konstanz der Heißdampftemperatur ein Gesetz sein sollt aber eine Durchrechnung eines abweichenden Kessels na Brückmann gelegentlich einer Prüfungsarbeit führte wied um auf eine wenig veränderliche Dampftemperatur. De gegenüber stellte also schon die Abb. 28 ein geradezu drückendes Material für die Unrichtigkeit eines solchen gebnisses dar. Dabei schadet es nichts und verstärkt eigentli noch die Erkenntnis vom Verhalten der Heißdampftemp

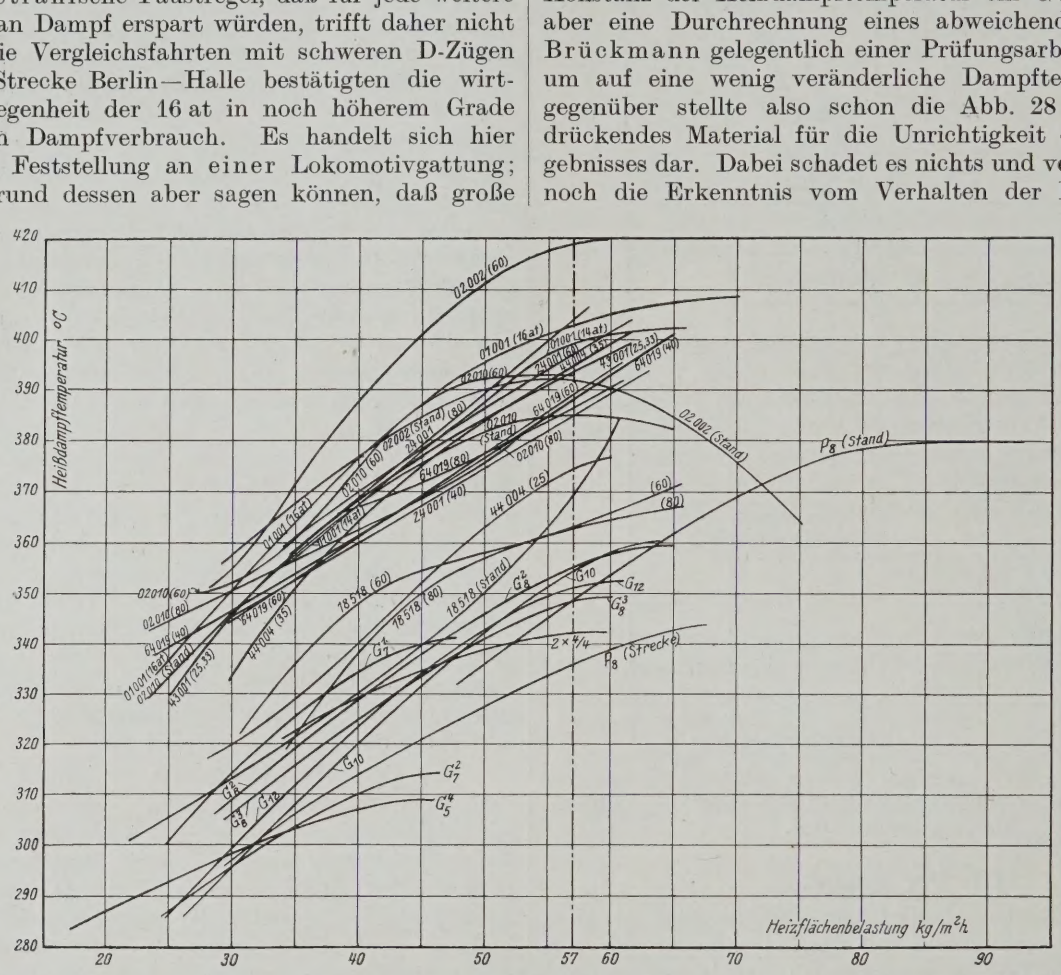



Abb. 28. Heißdampftemperaturen im Schieberkasten in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

Lokomotiven mit hoher Überhitzung und kleinen schädlichen Räumen bei einfacher Dampfdehnung durchaus in der Lage sind, Dampf von 16 at, namentlich bei kleineren und mittleren Leistungen, wirtschaftlicher zu verarbeiten als Dampf von 14 at.

### 10. Das Verhalten der Heißdampftemperatur.

Nachdem eben der Einfluß der Dampfspannung als einer dem Konstrukteur in gewissen Grenzen willkürlich zu Gebote stehenden Bestimmungsgröße erörtert wurde, liegt der Gedanke nahe, zu untersuchen, ob nicht auch eine bestimmte Überhitzung von vornherein in Aussicht genommen werden soll. In dieser einfachen Gestalt ließe sich die Frage allerdings nur beantworten, wenn die Dampftemperatur für alle Beanspruchungsgrade des Kessels die gleiche bliebe oder sich nur wenig veränderte. Tut sie das nicht, so muß noch ein weiterer Begleitumstand angegeben werden, nämlich diejenige Kesselanstrengung, bei der die gewünschte Heißdampftemperatur auftreten soll. Die Abb. 28 gibt nun das Bild des Verlaufes der Heißdampftemperaturen als Funktion der Kesselanstrengung, wie sie zunächst bis etwa Mitte 1928 an einer großen Zahl von Lokomotiven festgestellt worden sind. Der lebhaft steigenden raturen, wenn auch einige Fahrten nach der älteren Versuch methode, also mehr summarischer Art, mit aufgenomm sind, deren Versuchskurven ebenfalls zeigen: Die Hei dampftemperatur wächst sehr stark mit zunehmend Kesselanstrengung; bei manchen Lokomotiven v kleineren Belastungen bis zur sog. Kesselgren um 60°. Bei vielen Lokomotiven ist ein ausgesprochen Maximum dieser ansteigenden Kurven noch gar nicht erreic Eine eigentliche Umkehr ist nur bei einem Standversuch n ungewöhnlich hohen Kesselbeanspruchungen beobacht worden.

Interessant ist an dem Kurvenblatt weiter, daß die neu Einheitslokomotiven ein Kurvenbündel bilden, das wesentli über dem Kurvenbündel der älteren Lokomotivgattung liegt. Die Trennungsgrenze wird etwa durch die neue bay rische S 3/6-Lokomotive gebildet.

Das vor etwa Jahresfrist aufgestellte Kurvenblatt (Abb. 2 findet eine Ergänzung durch Abb. 29 für seitdem weiter na der genaueren Meßmethode mit der Bremslokomotive unt suchte Maschinen. Auch dieses Kurvenbündel bestätigt d mit wachsender Kesselanstrengung starke Ansteigen d

apftemperatur. Eine eigenartige Bekräftigung erirt das Ansteigen noch durch die in die Abbildung genommenen Temperaturkurven der Turbinenomotive, also eines Kessels mit „Fremderregung" durch besonders vom Heizer zu bedienende Ventilatorturbine, iegensatz zu der selbsttätigen Regelung durch das Blasrohr. h hier stellt sich, wenn auch bei der Willkürlichder Handhabung nicht in stetiger Form, eine ahme der Dampftemperatur immer ein, wenn der zer, um den nötigen Dampf für die stärkere Beng der Hauptturbine zu schaffen, die Saugzugine schneller laufen lassen muß.

### 11. Die günstigste Heißdampftemperatur.

Bei der mit der Belastung wachsenden Größe der rhitzung ist es also klar, daß der Konstrukteur peraturen bestimmter Höhe immer nur für eine immte Kesselanstrengung, etwa diejenige an der selgrenze, erstreben kann. Verhältnismäßig hohe peraturen sind bei den Einheitslokomotiven von s aus angestrebt worden, denn eine Steigerung Heißdampftemperatur versprach nicht nur Erfolge dem J S-Diagramm, sondern auch nach der viel mlauf befindlichen Strahlschen Faustregel, daß jede Erhöhung der Dampftemperatur um 5% eine lenersparnis von 1% erzielt würde. Hohe Dampfperaturen wurden denn auch, wie die Abb. 28 29 zeigten, bei den Einheitslokomotiven durchweg cht. Künftig würde die Erreichbarkeit gewünschter peraturen vielleicht noch sicherer möglich sein h Anlehnung an bekannte Kessel und durch nseitige Abstimmung der Rauch- und rohre nach dem Verhältnis: Freier hgangsquerschnitt zur Wandreibungse in der von Reichsbahnoberrat gner angegebenen Art*). Über die kmäßigkeit sehr hoher Temperaturen 400°) traten jedoch Zweifel auf, nachdie Versuche, mindestens bei Lokoven mit einfacher Dampfdehnung, bei r Beanspruchung auch hohe Austemperaturen ergaben, bei denen eine wesentliche Überhitzung des uffdampfes vorhanden war. Als Beizeigt Abb. 30 die Schieberkasten- Auspufftemperaturen einiger Lokoven bei verschiedenen Leistungen. Ausströmungsdrücken von kaum 0,3 at en Temperaturen bis zu 180° erreicht, bei der fischbauchartigen Gestalt der n zusammengehörigen Temperaturen findet also bei hohen Leistungen bnehmen des Temperaturgefälles statt. hlsmäßig müßte es daher so scheinen, auch die Güte der Wärmeausnutzung sehr hohen Schieberkastentemperaturen (und großen ungen) durch das kleiner werdende Temperaturgefälle r abnimmt, nachdem von kleinen zu mittleren Leistungen zweifellos eine Zunahme des Temperaturgefälles festllen war. Die Temperaturen hätten dann um so mehr wirtschaftliche Maß überschritten, als die Schmierung Haltbarkeit der Dichtungsringe bei so hohen Tempera- schwieriger werden muß. Demgegenüber könnte man der Abb. 18 in Garbes „Die Dampflokomotive der nwart" (2. Aufl. Seite 36), worin für eine kleine ortfeste Anlage ein Fallen der Wärmeverbrauchskurve bis zu einem Scheitel bei 156° Auspufftemperatur gezeigt war, die Wirtschaftlichkeit hoher Eintrittstemperaturen, selbst auf die Gefahr wesentlich überhitzten Auspuffs hin, folgern. Bei der Fragwürdigkeit, ob die einzelne zugrundeliegende Schmidtsche Untersuchung verallgemeinert und auf die

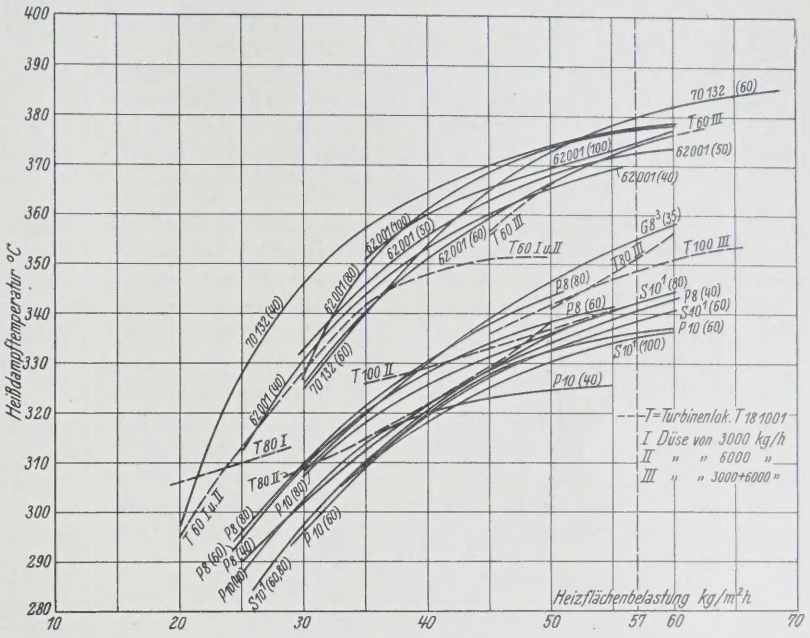



Abb. 29. Heißdampftemperaturen im Schieberkasten in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung.

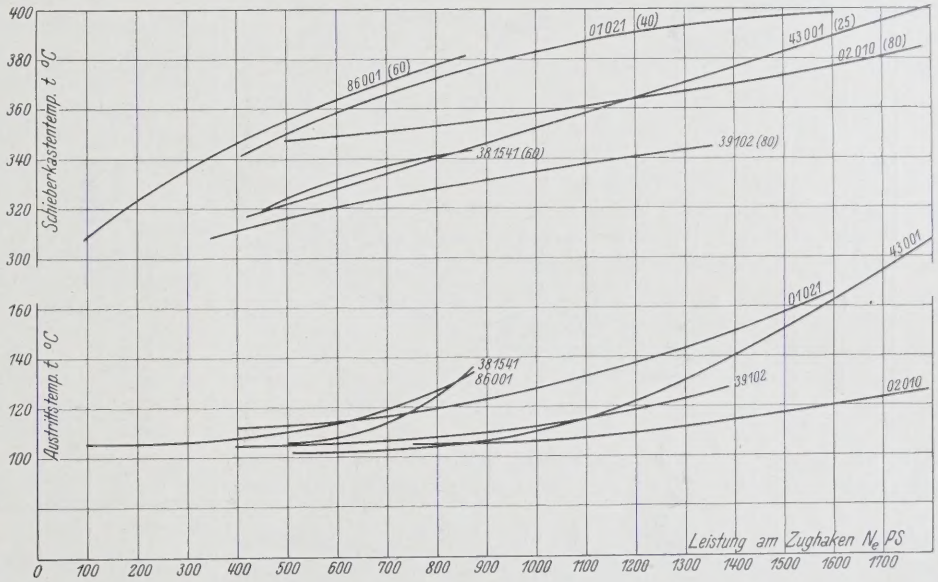



Abb. 30. Dampfein- und Austrittstemperaturen in Abhängigkeit von der Zughakenleistung.

Lokomotive ausgedehnt werden dürfe, habe ich die Wärmeverbrauchskurven einer Anzahl genauer untersuchter Lokomotiven, wie sie, zunächst auf die $PS_eh$ bezogen, den Grunewalder Versuchsberichten entnommen werden konnten, durch Einbeziehung des Wirkungsgrades auf den Wärmeverbrauch pro $PS_ih$ umrechnen und als Funktion der jeweiligen Schieberkastentemperatur aufzeichnen lassen, und so die Abb. 31 und 32 erhalten. Dabei sind noch im unteren Teil der Bildfläche jeweils die Auspufftemperaturen eingetragen. Das Ergebnis dieser Kurven geht nun dahin, daß in der Tat eine ganze Reihe von Lokomotiven durch hohe Auspufftemperaturen

*) Z. V. D. J. 1929, Heft 35.

nicht in ihrer Wärmewirtschaft gestört werden, daß aber das Maß der Unempfindlichkeit gegen hohe Auspufftemperaturen ein verschiedenes ist. Die verschiedenen Scheitel der Wärmeverbrauchskurve liegen dabei in sehr verschiedener Höhe. Nimmt man sie als Kriterium der Wärmewirtschaft, so ist folgendes festzustellen:

1. Die verschiedenen Lokomotivgattungen verhalten sich unter sonst vergleichbaren Umständen verschieden.

2. Auch ein und dieselbe Lokomotive zeigt verschiedene Scheitellagen und etwas verschiedene günstigste Dampftemperaturen im Schieberkasten je nach der Fahrgeschwindigkeit. Im allgemeinen kann man den Kurven

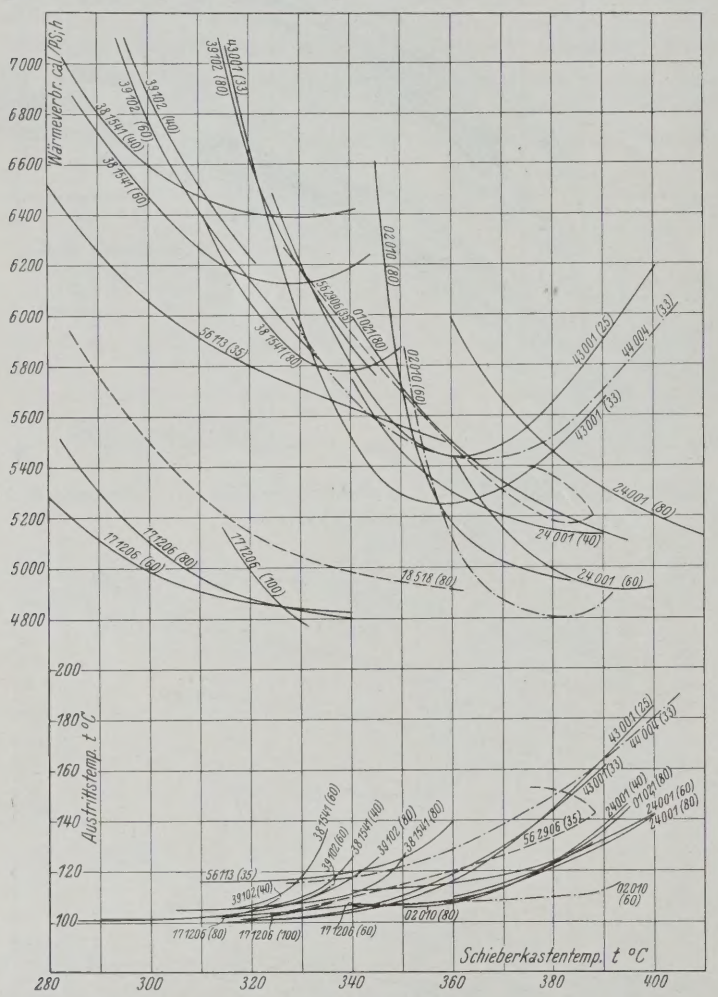



Abb. 31. Spez. und Wärmeverbrauch ab 0° C und Austrittstemperatur in Abhängigkeit von der Schieberkastentemperatur.

entnehmen, daß die Scheitel ein und derselben Lokomotive um so tiefer liegen, je größer die Fahrgeschwindigkeit ist (vgl. namentlich die Kurve der Lokomotive 38). Dabei ist noch zu bemerken, daß die Wärmeverbrauchskurven für hohe Geschwindigkeiten wegen des im folgenden noch ausführlich behandelten Indikatorfehlers etwas zu hoch liegen werden und der günstige Einfluß der Fahrgeschwindigkeit tatsächlich noch etwas stärker sein wird.

3. Die unteren Scheitelpunkte, also Wärmeverbrauchswerte, vergleichbarer Kurven, z. B. für übereinstimmende Geschwindigkeiten bei gleichem Verwendungszweck der Lokomotiven, liegen in der Regel um so tiefer, also günstiger, je höher die Schieberkastentemperatur ist. Als Beispiel besonders großer Differenzen der Scheitellagen bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung seien die Kurven für die P 8-Lokomotive und der Einheitsbaureihe 24 bei übereinstimmender Geschwindigkeit hervorgehoben. Die Ersparnisse dieser Einheit lokomotive auf Grund des höheren Dampfdruckes, wesentlich höheren Dampftemperaturen und wohl auch kleineren schädlichen Räume betragen bis zu 19,8 %.

4. Soweit die hier wiedergegebenen Kurven Schlüsse lassen, vertragen schnellfahrende Lokomotiven eher h Schieberkasten- und Auspufftemperaturen (bis etwa 15 als langsamfahrende Rampenlokomotiven mit verhältnismä großen Füllungen, Reihen 43 und 96 (etwa 120°).

Eine einheitliche günstigste Schieberkaste temperatur (etwa an der Kesselgrenze) läßt si jedenfalls schwerlich angeben. Wohl aber sind

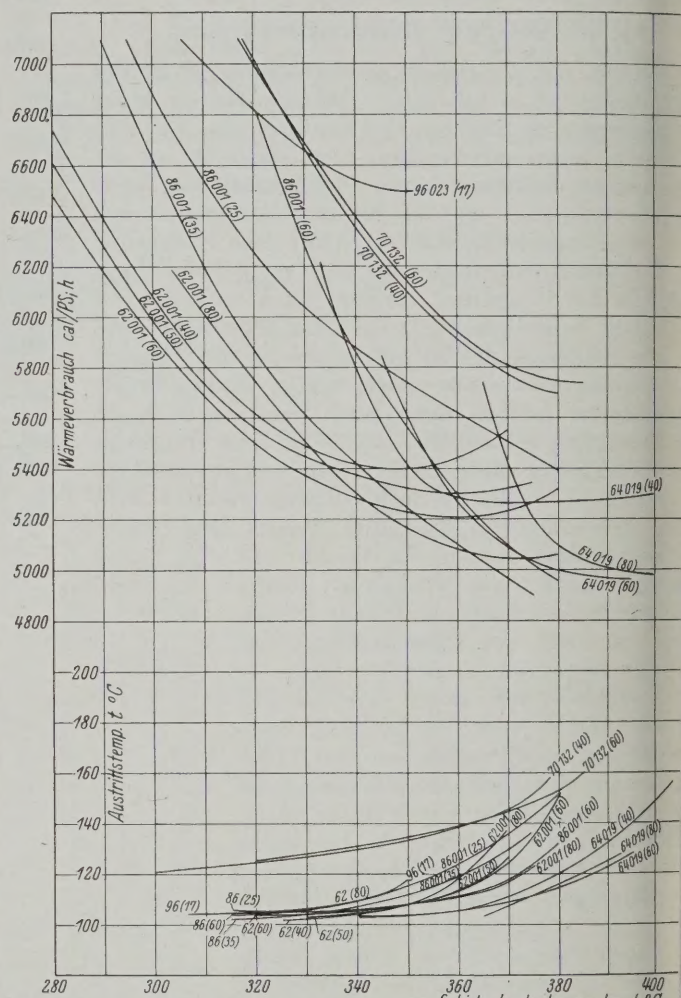



Abb. 32. Spez. und Wärmeverbrauch ab 0° C und Austri temperatur in Abhängigkeit von der Schieberkastentempera

bisherigen Ergebnisse schon geeignet, Bedenk gegen die hohen Schieberkastentemperaturen vielen Fällen zu zerstreuen, zumal die Lokomotiv häufig mit mittleren Anstrengungen, also niec geren Temperaturen, fahren.

5. Diese unteren Scheitelpunkte unter vergleichsfähi Verhältnissen sind es, die man mit der viel in Gebrauch findlichen Strahlschen Faustregel, daß je 5° höhere Dam temperatur 1% Kohlenersparnis bringe, in Beziehung set muß. In den Abbildungen ist allerdings nur der Wärme brauch im Dampf angegeben, doch kann man ihn bei geringen Veränderlichkeit des Kesselwirkungsgrades, die o behandelt wurde, auch als Maßstab des Kohlenverbrau ansehen. Es zeigt sich, daß die Strahlsche Faustregel weilen ungefähr zutrifft, in anderen Fällen aber wieder kei richtigen Maßstab bildet. Auch hier ist also die in

istregel enthaltene Verallgemeinerung nicht tthaft.

Durch die neuere Dampfforschung ist das eigenartige halten noch zunehmender Wärmeausnutzung trotz wieder ehmenden Temperaturgefälles auch physikalisch erklärbar. spezifische Wärme des Dampfes für gleichen Druck ($c_p$) gt nämlich stets mit dem Druck und fällt im allgemeinen der Temperatur, doch so, daß für größere Drücke (12 bis t) auch bei hoher Überhitzung das $c_p$ immer größer ist als $c_p$ bei kleinem Druck (Auspuff). So ist für 16 ata und 380° $c_p$ nach den Knoblauchschen Dampftafeln (Zusammenlung I) = 0,52, für 1 ata und 180° ist dagegen $c_p$ nur 0,475. bei findet noch bei kleinen Drücken (1 oder 2 ata) r ein Sinken des $c_p$ mit zunehmender Temperatur von ° (bzw. 120°) ab bis zu 180° (bzw. 200°) statt, so daß in diesem tandsgebiet die kleinsten $c_p$-Werte gerade jenseits der tigung vorliegen. Durch Multiplikation der Werte der ren Temperaturkurve mit großen $c_p$-, derjenigen der eren Kurve mit kleinen $c_p$-Werten wird also beim Übergg zum Wärmeinhalt die Fischbauchform am rechten Ende einandergebogen.

Es ist demnach das Fehlen der Proportionalität schen Wärme und Temperatur, welche die enseitige Lage der Temperaturkurven zunächst zu ungünstig erscheinen ließ.

Eine sehr günstige Stellung in wärmewirtschaftlicher Beung bei niedrigeren Dampftemperaturen ($\leq 340°$) im ieberkasten nimmt als Ausnahme die jüngst noch nach der en Methode untersuchte S 10¹-Lokomotive, eine Vierzynder-Verbundmaschine mit 15 at ein. Mit ihren sehr rigen Auspufftemperaturen ist ihr bester (theoretischer) batischer Wirkungsgrad $\Delta i : i$ mit rund 0,15 fast ebenso wie derjenige der Einheits-Schnellzuglokomotive mit 16 at Schieberkastentemperaturen von 380°; der eigentliche rmeverbrauch pro $PS_i h$ sogar noch kleiner. Der Grund t offenbar in den günstigen Strömungsverhältnissen, wie infolge der kleineren Zylinder möglich sind, und der etwas er getriebenen Dehnung. Für den Kohlenverbrauch wird e so gute Lage der Dampfseite durch den schlechteren selwirkungsgrad wieder verdorben; ob eine Übertragung günstigen Verhältnisse der Dampfmaschine auf wesentlich ungsfähigere Lokomotiven mit größeren Zylindern innerb des Profils möglich ist, müßte geprüft werden.

## IV. Die Lokomotivmaschine.

### 12. Die Ermittlung des Dampfverbrauchs.

Der spezifische Dampfverbrauch einer Lokomotive wird ächst stets als gewichtsmäßiger Verbrauch für die $PS_e h$ Zughaken, und zwar auf die Ebene bezogen, gewonnen. meiner Abhandlung über die neuen Versuchsmethoden der chsbahn in Glasers Annalen 1928, Nr. 1235 habe ich ausgert, daß wir den spezifischen Verbrauch jetzt derart ermitteln, wir zunächst für jede einzelne Fahrt im Beharrungszustand gesamten Dampfverbrauch (als Wasser) messen und als ktion der $PS_e$ am Zughaken auftragen, wobei die Lage der ve des Gesamtverbrauchs im Gebiet der kleineren stungen noch durch den „Fluchtpunkt" der leerfahrenden omotive besonders sicher gestellt wird. Der spezifische brauch wird dann jeweils durch Teilung des Gesamtverbrauchs mit der zugehörigen Leistung gewonnen. Bei je einer zen Fahrtreihe wird immer die Geschwindigkeit konstant alten und nur die Zugkraft und also Leistung verändert. n erhält demnach nicht nur eine Kurve des spezifischen npfverbrauchs, sondern für jede Geschwindigkeit eine bedere, wenn auch selbstverständlich die Versuche nur für affelte Geschwindigkeiten von nicht zu geringem Abstand ausgeführt werden, um den gesamten Versuchsumfang nicht über Gebühr zu vergrößern.

Die hier behandelten Fahrten sind zum überwiegenden Teil auf der ebenen Strecke Potsdam—Burg ausgeführt. Soweit Steigungen vorkommen, findet eine Bezugnahme auf die Ebene dadurch statt, daß die Schwerkraftkomponente von Lokomotive und Tender rechnungsmäßig hinten an den Zughaken verlegt wird.

Um die Versuche möglichst genau auszuführen, gehen wir — auch mit Rücksicht auf Strecken, die mit nennenswerten Neigungswechseln verlaufen — eigentlich von einer konstanten indizierten Leistung insofern aus, als die Steuerung während der ganzen Fahrt auf demselben Füllungsgrad liegen bleibt. Ist die Strecke vollständig eben und das Wetter windstill, so bleibt damit auch die effektive Leistung bis auf den kleinen Fehler durch die allmähliche Abnahme der Vorräte, die aber auch im Betrieb vor dem Zuge auftritt, konstant. Für die Gleichhaltung der Geschwindigkeit sorgt dabei der Führer der Bremslokomotive. Eine Regelung auf konstante Zugkraft würde auf nicht völlig wagerechten Strecken eine Änderung der indizierten Zugkraft bedeuten, während umgekehrt die auf solchen Strecken sich ändernde Zugkraft am Haken durch Berücksichtigung der Schwerkraftkomponente praktisch gleichfalls zu einer Konstanten gemacht wird. Dabei wird noch zur Erhöhung der Versuchsgenauigkeit von dem Beobachter auf der Lokomotive bei kleinen Schwankungen des Kesseldrucks durch entsprechende Handhabung des Reglers für einen konstanten Schieberkastendruck gesorgt, der bei größeren Leistungen etwa 1 at unter dem normalen Kesseldruck liegt. Die ideale Fahrt ist naturgemäß eine solche bei ruhiger Luft. Da die indizierte Leistung konstant gehalten wird, würden bei einem Luftwiderstand, der durch den Einfluß des Windes wesentlich verschieden ausfällt, die effektive Zugkraft und Leistung verschieden ausfallen. Das Ideal der Verbrauchszahlen auch für die Zughakenleistung ist also ein Luftwiderstand, der nur von der Eigenbewegung des Zuges und nicht auch von zusätzlichen Winden herrührt. Für die Belastungstabellen der Lokomotiven würde man den Einfluß des Windes lieber in Gestalt eines Zuschlages berücksichtigen; soweit sich schon erkennen läßt, werden aber solche Zuschläge mindestens für mäßige Windstärken selbsttätig durch die Strahlsche Widerstandsformel geleistet, insofern als sie etwas zu große Werte gibt, und dieser Überschuß als Sicherheitszuschlag für den Wind gelten kann. Ein Beweis dafür, daß nennenswerte Störungen der Versuchsgenauigkeit durch Wind sich auf seltene Fälle beschränken, zeigt die geringe Streuung der Versuchspunkte, wobei der vorwiegend ost-westliche Verlauf der Versuchsstrecke uns gewiß mit zustatten kommt. Auch das ist übrigens ein Vorteil der Versuche mit der Bremslokomotive, daß im Gegensatz zu einem längeren Zuge die wenigen Fahrzeuge des normalen Versuchszuges hinter dem Zughaken (Meßwagen, Bremslokomotive) weit weniger Angriffsflächen für den störenden Teil des Luftwiderstandes (durch den Wind) darbieten.

Die Wahl der $PS_e h$ als Bezugseinheit hat übrigens zwei gute Gründe. Einmal ist die Meßgenauigkeit der Wasserdruckmeßdose für die Zugkraft eine gute und jedenfalls bei großen Geschwindigkeiten erheblich besser als die Genauigkeit der Indikatoren. Die Fehlergrenze der Meßdose beträgt in dem meistgebrauchten Gebiet kaum 1%. Der andere Umstand besteht darin, daß die eigentliche Nutzleistung der Lokomotive sich am Tenderzughaken vollzieht und die praktische Wirtschaftlichkeit der Lokomotive an dieser Stelle zum Ausdruck kommt. Die späteren Abb. 40 und 41 zeigen als Beispiel die gewonnenen spezifischen Dampfverbrauchskurven für verschiedene Geschwindigkeiten bei der 2 C 2-Tenderlokomotive (Reihe 62).

Der Dampfverbrauch ist, wie sich nach dem Vorhergesagten von selbst versteht, zunächst der gewichtsmäßige in kg/$PS_e$h. Nachdem unsere Lokomotiven indes das frühere engbegrenzte Druck- und Temperaturgebiet, namentlich das letztere, verlassen haben, entsprach es einem Gebot der Genauigkeit, von dem mehrdeutigen Dampfgewicht zu einer eindeutigen Grundlage überzugehen, d. h. also zu den kcal pro $PS_e$h. Das erfordert auch schon der Umstand, daß die Urenergie für diese kcal als Wärme aus der Verbrennung der Kohle zur Verfügung gestellt wird. Der gewichtsmäßige Dampfverbrauch wird also je auf Grund des vorhandenen Druckes und der herrschenden Dampftemperatur nach den Knoblauchschen Dampftabellen in die kcal-Kurve umgerechnet. Dazu dienen die bei jeder Fahrtreihe ermittelten und aufgetragenen Druck- und Temperaturkurven über der Leistung. Zahlenmäßige Erörterungen sollen an dieser Stelle noch unterbleiben.

### 13. Die indizierte Leistung und der Wirkungsgrad. (Der Indikatorfehler).

Wir stellten eben fest, daß an sich die Zughakenleistung der Lokomotive, die mit großer Genauigkeit zu ermitteln ist, die Wirtschaftlichkeit der Zugförderung richtig kennzeichnet. Trotzdem darf die Feststellung der indizierten Leistung und der auf sie bezogenen spezifischen Verbrauchszahlen nicht fortfallen. Denn für die Güte des thermischen Prozesses im Dampfzylinder ist nicht der „effektive", sondern der „indizierte" Verbrauch maßgebend. Auch für einen Vergleich der Lokomotivdampfmaschine mit ortfesten Maschinen ist allein der indizierte Verbrauch von Wert, weil der mechanische Wirkungsgrad der Lokomotive anders definiert ist als bei der ortfesten Maschine.

Weiter ermöglicht es nur der Vergleich der indizierten und der effektiven Leistung, über die Eigenverluste der Maschine Klarheit zu gewinnen, somit auch festzustellen, daß die Reibungsverluste in den zu fordernden Grenzen geblieben sind. Hier ist nun der Begriff des Wirkungsgrades in der Tat ein anderer, als bei der ortfesten Kolbenmaschine. Bei dieser sind nämlich zwischen die indizierte Leistung am Kolben und die Nutzleistung an der Schwungradwelle nur die Reibungsverluste der eigentlichen Maschine eingeschaltet. Bei der Lokomotive kommt dagegen von der indizierten Kolbenleistung am Zughaken nur ein Betrag zum Vorschein, bei dem außer der eigentlichen Maschinenreibung noch der Luftwiderstand von Lokomotive und Tender, der Widerstand sämtlicher Laufachsen und derjenige der Kuppelachsen und Kuppelstangen in Abzug gebracht sind. Namentlich bei schnellfahrenden Lokomotiven liegt deshalb der Wirkungsgrad wesentlich unter dem der ortfesten Maschinen. Wenn man daher die Wirkungsgradkurven von Lokomotiven aufzeichnet, so darf das, wie oben für den effektiven Dampfverbrauch geschildert, nur für die jeweils konstanten Geschwindigkeiten geschehen, und auch die Wirkungsgrade verschiedener Lokomotiven sind dann nur unter gewissen Bedingungen miteinander zu vergleichen, etwa für die Höchstleistung an der Kesselgrenze oder für die mittlere, spezifisch gleiche Anstrengung. Will man endlich die eigentlichen Reibungsverluste ohne nennenswerte Störung durch den Luftwiderstand feststellen, so muß man die Wirkungsgradkurven benutzen, die bei möglichst kleiner Geschwindigkeit aufgenommen worden sind. Diese Kurven beschränken sich dann im wesentlichen auf den Reibungsverlust der Maschine und der Laufachsen.

Von wesentlicher Bedeutung für die richtige Beurteilung aller „indizierten" Verhältnisse ist nun zuvor eine Untersuchung, mit welchen Genauigkeitsfehlern die Indikatordiagramme behaftet sind. Solange eine verhältnismäßig geringe Anzahl von Versuchen vorlag, die zudem meist nicht im Beharrungszustand stattgefunden hatten, wurden d Indikatordiagramme in jedem Falle für zutreffend gehalte Auch in der Literatur über ortfeste Maschinen, wo die Mö lichkeit kritischer Vergleiche fehlt, und deshalb die Indikat diagramme als nahezu fehlerlos gelten, ist das der Fall; dem bekannten Grambergschen Werk fehlt in dem sor ausführlichen Abschnitt über den Indikator die Erwähnu der im folgenden behandelten Fehlerquellen.

Bei unseren zahlreichen Lokomotivversuchen mach sich nun aber bei großen Geschwindigkeiten, also höher Drehzahlen, zunächst der Umstand bemerkbar, daß d Grundlinien der Diagramme gegenüber geringen Drehzahl zunahmen; diese Zunahme, vorwiegend durch Längung d Schnüre veranlaßt, ist keineswegs unbeträchtlich. Die Schnu längung wurde später bei der üblichen Indikatorschnur b n = 150 zu 0,6 mm, bei n = 200 zu 1,5 mm, bei n = 250 3,5 mm, bei n = 270 zu 5,0 mm je m Schnur festgestellt. ist offenbar dieselbe Beobachtung, die in Amerika nach ein Bemerkung in Lomonossoffs „Lokomotivversuchen Rußland" (Seite 86) von Goß gemacht worden ist. Es bli jedoch offen, ob diese Längung auch einen Fehler für d mittleren Dampfdruck im Indikatordiagramm bedeut Hier waren nun namentlich die Versuche mit der bayerisch S 3/6-Lokomotive aufschlußreich, als der Wirkungsgrad u die indizierte Leistung an der Kesselgrenze festgestellt werd sollten; übrigens erforderte gerade diese Lokomotive besonde lange Schnüre. Nicht nur war der Wirkungsgrad unwah scheinlich hoch, sowohl im Vergleich zu anderen Maschine als auch in Ansehung des bei 80 und 100 km/h schon se erheblichen Luftwiderstandes, sondern es zeigte sich auch e Fallen der indizierten Leistung bereits von 60 km/h ab, w gleichfalls für sehr unwahrscheinlich gelten mußte. Bei d näheren Nachprüfung der $Z_e$- und $Z_i$-Werte fand sich a Begleiterscheinung dieses unwahrscheinlichen Verhaltens e konvergierender Verlauf der $Z_e$- zu den $Z_i$-Linien. W sich aus dem allen ergab, ist also ein Indikatorfehler offe sichtlich vorhanden, und er tritt vor allem bei langen Schnür und Zuleitungen, sowie großen Geschwindigkeiten und groß Leistungen hervor, denn es ist unwahrscheinlich, daß tro stark zunehmender Zughakenleistung der Lokomotive d Leistungsverbrauch für ihre Eigenbeförderung ($Z_i - Z_e$) no abnimmt. Natürlich kann auch schon das ($Z_{io}$) bei Leerlauf durch den störenden Einfluß der Geschwindigke zu klein ausfallen.

Die üblichen Indikatorschnüre sind bei unseren Grun walder Versuchen in allerjüngster Zeit durch Stahldrahtse ersetzt worden, die sich nur ein fünftel so stark längen, au sind bereits vereinzelte Versuche mit preßluftgesteuert Indikatorhähnen gemacht worden, wobei also die nur kurz Zuleitungen die möglichen Schwingungen der Dampfsäule u die etwaigen Druckverluste bis zum Indikatorkolben hera mindern. Weiter sind die Schnurrollen durch Herstellung a Aluminium erleichtert; und die Hamburger Indikatore firma Maihak hat auf Grunewalder Anregung schon e Modell herausgebracht, bei dem die schwingenden Mass des Indikators wesentlich verkleinert sind.

Die Erscheinung des zu klein angezeigten mittler Drucks ist, wenn man sie erst einmal in größerem Maße fes gestellt hat, insofern erklärbar, als die Schnurlänge u Massenträgheit gerade zu Beginn des Kolbenlaufes auftrit so daß zunächst der Diagrammteil mit den höchsten Dam drücken verkürzt gezeichnet und dadurch der mittle Dampfdruck zu niedrig wiedergegeben wird. Dazu tri gegebenenfalls als Fehler der langen Rohrleitungen ein Zurüc bleiben des Indikatorkolbens bei wachsender Kolbengeschwi digkeit und möglicherweise Fehler am Indikator selb (schwerer Gang bei sehr hohen Temperaturen).

Die Indikatordiagramme für langsame Fahrt, die von störenden Erscheinungen weniger betroffen werden, daneben euesten, schon unter teilweiser Verwendung der erwähnten ichtsmaßregeln gewonnenen, sind deshalb die genaueren, über einer Zahl von Diagrammen, deren Verwendung nnähernde Unterlage zwar noch unbedenklich erschien, auf Grund deren man doch keine scharfen Vergleiche n darf.

Diesen Indikatorfehler muß man bei der Erörterung der ungsgradkurven im Auge behalten.

Die Wirkungsgradkurven an sich werden jetzt derart nnen, daß man in einem Koordinatensystem die Hakenraft für wagrechte Bahn $1:\infty$ sowohl als Abszisse, wie was anderem Maßstabe als Ordinate ägt. $Z_e$ ist dann nach Abb. 37 eine de durch den Nullpunkt; die $Z_i$-Werte en durch Ausplanimetrierung der katordiagramme gewonnen, die zu jeweiligen $Z_e$ gehören. Dabei wird Verlauf der $Z_i$-Kurve noch dadurch ichst sichergestellt, daß man auch erfahrende Lokomotive indiziert und n Fluchtpunkt auf der Koordinaten- gewinnt. Selbstverständlich ist dieses hren jeweils bei einer konstanten windigkeit durchzuführen. Diese hführung hat nun stets ergeben, daß die $Z_i$-Kurve praktisch eine Gerade zwar durch den Fluchtpunkt) ist. st, wo wir nur die Wirkungsgrade betrachten wollen, ist diese Eigenoch entbehrlich; es ist ohne weiteres kennen, daß die Bildung des Wirkungss im erörterten Sinne als

$$\eta = \frac{Z_e}{Z_i}$$

lich bei jeder Gestalt der $Z_i$-Kurve möglich ist.

Die Wirkungsgrade der untersuchten Lokoren, soweit sie wirklich vergleichsfähig sind, also nur solche eines dauernden oder wenigstens kurze Zeit vorliegenden Beharrungszustandes, in den folgenden vier Abbildungen zur Darng gebracht. Das Allgemeinbild der Wirkungsurve ist das eines mehr oder weniger abdeten Knies. Oberhalb des Knies steigt die ngsgradkurve namentlich bei kleinen Gendigkeiten wesentlich schwächer an; eine lt, die in ihrer Erscheinung lebhaft an die etisierungskurve des Eisens erinnert.

Abb. 33 zeigt zunächst den mechanischen ngsgrad einiger Lokomotiven bei so niedrigen windigkeiten (um 30 km/h), daß der Luftstand noch als unerheblich angesehen werden so daß also im wesentlichen nur die Triebreibung und die der Laufachsen zum Vorkommt. In diesem Bilde ist die hohe Lage der mittleren und größeren Lokomotiven bis zu fast 95% auffallend, während die leichtere Tendergüterzuglokoe (86) bei etwa 0,87 im Mittel liegt. Daß der Luftwiderauch bei dieser Geschwindigkeit noch nicht ganz verissigt werden kann, zeigt die etwas höhere Lage der ngsgradkurve bei den kleineren Geschwindigkeiten. Ein ngsverlust von wenig über 5% bei den großen Lokomoerscheint angesichts des schweren Triebwerks doch schon zweifelhaft. Immerhin ist der Wert nicht so unmöglich, an im ersten Augenblick geneigt sein möchte zu glauben. roßen Einheits-Güterzuglokomotiven haben z. B. bei 25 km/h Geschwindigkeit und 1650 $PS_e$ eine Hakenzugkraft von 17500 kg. Dividiert man diese Zugkraft durch 0,95, so ergibt sich für die Eigenförderung der Lokomotive eine Zugkraft von 900 kg, was einen Laufwiderstand von 5 kg je t für das Gesamtwicht nebst Tender und von etwa 7 kg/t für die angetriebenen Achsen entsprechen würde. Diese Zahlen erscheinen zwar auch etwas klein, aber doch in ihrer Größenordnung noch leidlich annehmbar, wenn auch ein um etwa 2% geringerer Wirkungsgrad wahrscheinlich ist. Wenn man eine ähnliche Überschlagsrechung für die Baureihe 86 ausführt, so erscheint dagegen deren spezifischer Laufwiderstand etwas zu hoch. Den Ursprung dieses Mißverhältnisses wird man in einer Verschiedenheit des Indikatorfehlers zu

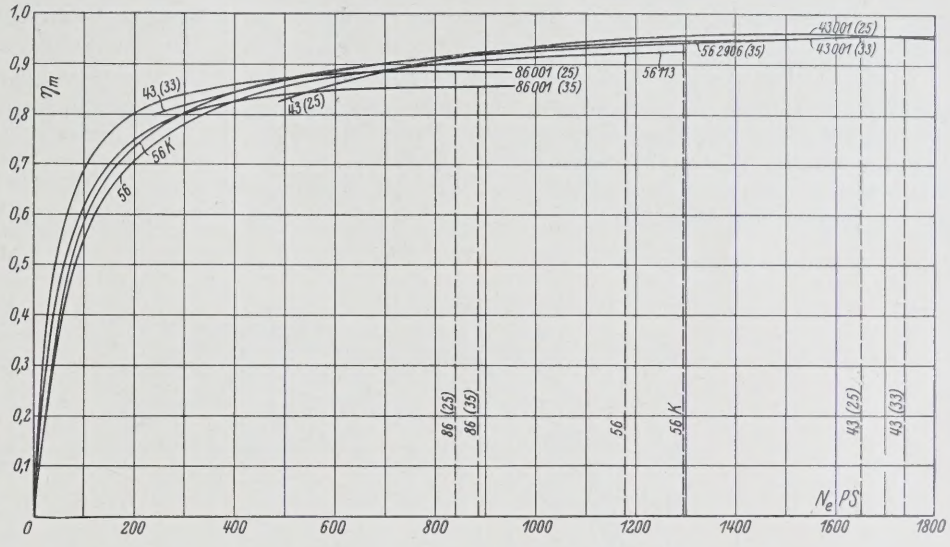



Abb. 33. Mechanischer Wirkungsgrad bei V = 30 km/h.

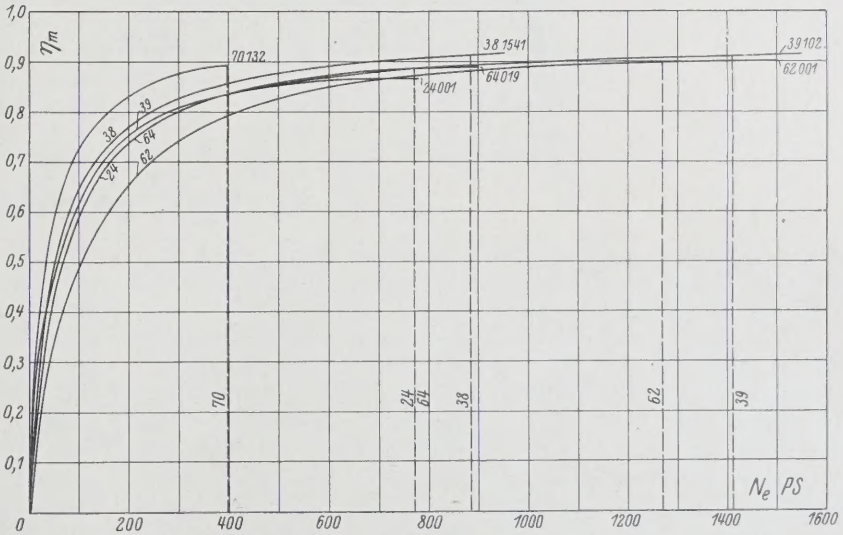



Abb. 34. Mechanischer Wirkungsgrad bei V = 40 km/h.

suchen haben. Immerhin ist der Indikatorfehler, soweit er durch Massenkräfte gegeben ist, bei den hier vorliegenden Umdrehungszahlen noch sehr klein und man kann deshalb sagen, daß der mechanische Wirkungsgrad langsamfahrender Lokomotiven an der Kesselgrenze im allgemeinen mit 90% nicht überschätzt ist, ja bei großen Lokomotiven noch etwas darüber liegt. Es mag hier nochmals daran erinnert werden, daß es sich hier um den Wirkungsgrad auf $1:\infty$ handelt. Bei der Fahrt in der Steigung ist die Zugkraft, die tatsächlich an Zughaken auftritt, um die Schwerkraftkomponente der Lokomotive (mit

Tender) kleiner und damit auch der Wirkungsgrad geringer. Der hier behandelte Wirkungsgrad ist also nicht so zu verstehen, daß beim Befahren einer beträchtlichen Steigung noch 90% der Zylinderzugkraft tatsächlich am Zughaken zum Vorschein kommen; dennoch ist die Betrachtungsart berechtigt, weil an dem Steigungsanteil der Lokomotive die Triebwerksreibung unschuldig ist, und der Wirkungsgrad doch auch hier wesentlich die Reibungsverhältnisse der Lokomotivmaschine beleuchten soll.

Abb. 34 zeigt den Wirkungsgrad bei 40 km/h. Auch hier sind manche auffallende Unterschiede nur durch Meßfehler erklärlich. Die Tenderlokomotive der Bauartreihe 64 liegt richtig etwas höher als die sonst gleiche Lokomotive mit besonderem Tender (Baureihe 24), dagegen erscheint es an sich nicht berechtigt, daß die P 8-Lokomotive (Baureihe 38) mit ihrem verhältnismäßig großen Tender über der leichteren und kaum viel weniger leistungsfähigen Tenderlokomotive (Baureihe 64) liegt. Ähnlich ist das Verhältnis zwischen der schweren Personenzugtenderlokomotive der Reihe 62 und der P 10-Lokomotive (Reihe 39), welch letztere, trotzdem sie eine Kuppelachse und zwei Laufachsen mehr hat, im Wirkungsgrad scheinbar um 1% höher liegt. Insgesamt besagen diese Kurven, daß größere Lokomotiven auch bei 40 km/h Geschwindigkeit noch einen Wirkungsgrad von 0,9 zu erreichen vermögen.

Die Geschwindigkeit von 60 km/h, die in Abb. 35 behandelt ist, ist schon zu groß, um mit ihrem vergrößerten Luftwiderstand so hohe Beträge des Wirkungsgrades noch zu ermöglichen. Im übrigen liegt jetzt, wie zu erwarten, die Tenderlokomotive der Reihe 62 etwas über der P 10 (Reihe 39). Die Einheits-Vierzylinder-Verbundschnellzuglokomotive, deren Kurve noch nicht längeren Beharrungsfahrten entstammt, liegt bei kleineren und mittleren Leistungen hier scheinbar sehr tief gegenüber der sonst gleichartigen Zwillinglokomotive. Widerstandsunterschiede von 10% erscheinen doch recht unwahrscheinlich. Bei großen Leistungen erreichen beide Lokomotiven 85%. Alle sonst auf diesem Bild befindlichen Lokomotiven mit Ausnahme der Reihe 86 liegen noch geringfügig darüber. Die Lage der Reihe 86 bei 81,5% steht zweifellos in einem Mißverhältnis zu den für 25 und 35 km/h Geschwindigkeit gefundenen Werten. Absolut genommen sind bei 60 km/h Geschwindigkeit mit dieser Ausnahme Wirkungsgrade von 86% bei der Höchstleistung erreicht oder etwas überschritten, so daß man mit Rücksicht auf den Indikatorfehler wird sagen dürfen: „Für 60 km/h Geschwindigkeit ist die obere Grenze des mechanischen Wirkungsgrades 85%".

Die letzte Abbildung dieser Reihe (Abb. 36) bezieht s auf die Geschwindigkeit von 80 km/h; sowie in einigen Fä auf 100 km/h. Hier gilt für den Einfluß des Luftwiderstan in noch höherem Maße, was eben für 60 km/h gesagt wu Ein Hinweis verlohnt sich wohl darauf, daß auch jetzt n die schweren und leichteren Lokomotiven in den Höc werten des Wirkungsgrades wenig auseinanderliegen; gegenseitige Verhältnis zwischen Tenderlokomotiven solchen mit besonderem Tender, das einen kleinen Vorspr der ersteren zeigt, ist aber richtig vorhanden. Aus dem Rahr fällt eigentlich nur die bisher in ihrer Leistung überschä P 8-Lokomotive (Reihe 38), die bei 80 km/h Geschwindig den Wirkungsgrad von 70% kaum noch überschreitet. in den hier wiedergegebenen Kurven bereits einige mit besserter Indizierung gewonnene sind, so darf man annehm daß der Indikatorfehler nicht übermäßig groß ausgefa ist und man kann daher, indem man einige wenige Proz als möglich oder wahrscheinlich in Ansatz bringt, sag „Der Wirkungsgrad großer neuzeitlicher He dampflokomotiven nähert sich für 80 km/h schwindigkeit und große Leistungen einem obe Grenzwert von 80%".

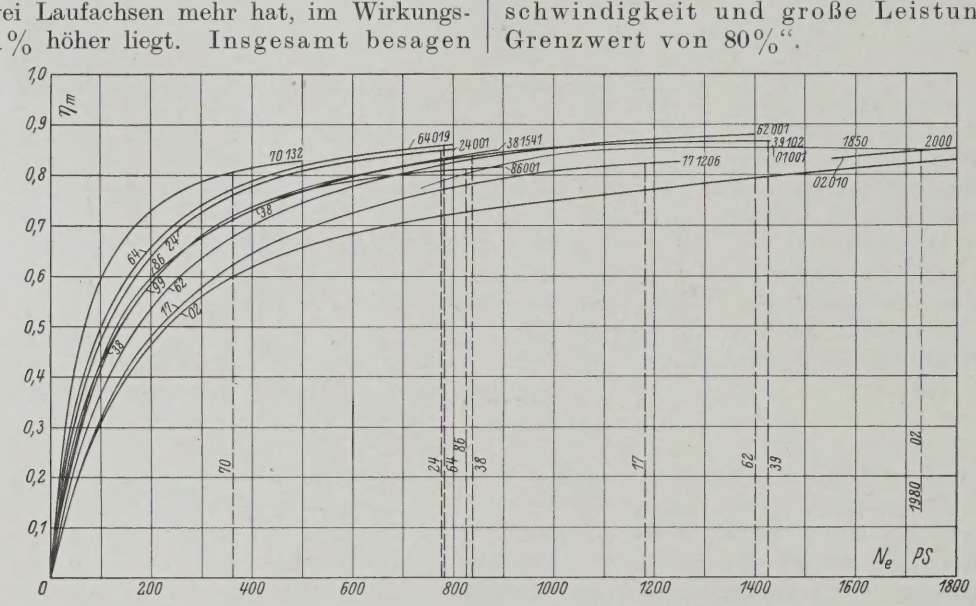



Abb. 35. Mechanischer Wirkungsgrad bei V = 60 km/h.

Für 100 km/h liegen z. Z. erst drei Wirkungsgradkur vor, für die Lokomotiven der Reihe 17 (S 10¹), 39 und Sie sind in Abb. 36 mit aufgenommen. Das Knie v schwindet hier schon zugunsten eines flachen Boge an der Kesselgrenze werden in zwei Fällen n rund 70% erreicht. Die (ältere) S 10₁-Lokomotive darunter; der Grund ist — außer in dem vierzylindrigen Tr werk vor allem wohl in dem kleineren Verhältnis PS: Gesa gewicht zu erblicken; die Lokomotive hat bei wesent kleinerem Kessel den gleichen Tender wie die P 10 und w selbst nur 27 t weniger.

Von Interesse sind nun aber nicht nur die oberen erreic Grenzwerte, sondern auch die Werte bei beliebigen Leistun und das Ziel, das auch für die Lokomotiven bereits mehr erstrebt wurde und das im ortfesten Maschinenbau seit lan geläufig ist, bestände darin, einen zusätzlichen Widerst für die leerlaufende Lokomotive derart zu ermitteln, man für jede Zughakenleistung aus der indizierten Zugk für die Lokomotive allein die Zugkraft für die unter fahrende Lokomotive ermitteln kann. Selbstverständ liegt gegenüber der ortfesten Maschine die Erschwerung daß es sich nicht nur um eine (normale) Geschwindigk sondern um einen größeren Geschwindigkeitsbereich han und man deshalb unter Umständen einen gestaffel

ffizienten für den zusätzlichen Lokomotivwiderstand hnen muß. Ich komme bei dieser Gelegenheit auf die 37, worin nunmehr der oben schon erwähnte gerade ge Charakter der $Z_i$-Kurve allerdings eine wesentliche e spielt. Man könnte nämlich unter dieser Bedingung, $Z_{i_0}$ die indizierte Zugkraft der leerfahrenden Lokove, $Z_e$ und $Z_i$ die Zugkraft der unter Last fahrenden motive bezeichnen — alles auf 1: ∞ bezogen — die hung für den Eigenwiderstand der Lokomotive aufstellen:

$$Z_{lok} = Z_i - Z_e = Z_{i_0} + iZ_e.$$

Hierin bedeutet noch $i = \operatorname{tg} \delta$ (vgl. Abb. 37) den Koenten der zusätzlichen Reibung unter Dampf. Führt nun aber für die verschiedenen Lokomotiven auf Grund Grunewalder Versuchsergebnisse diese Rechnungen durch, gibt sich Abb. 37, worin zur besseren Unterscheidung die motiven in zwei Gruppen zusammengefaßt sind (Tenderotiven und Lokomotiven mit besonderem Tender). Die e, die hier für $i = \operatorname{tg} \delta$ auftreten, sind außerordentlich hieden. Sie zeigen nicht einmal eine gewisse Regelmäßiginsofern etwa für ein und dieselbe Lokomotive die Winkelnte mit der Geschwindigkeit wächst oder fällt. Für die e 86 liegt $\operatorname{tg} \delta$ bei kleiner Geschwindigkeit am höchsten, im Augenblick nur sagen: „Zuverlässige Widerstandsformeln für die Lokomotiven werden sich erst finden lassen, wenn es gelungen ist, den Indikatorfehler noch zu verkleinern".

Zunächst wird man jedenfalls besser daran tun, sich bei einschlägigen Berechnungen an die bereits festgestellten Wirkungsgradkurven ähnlicher Lokomotiven anzulehnen.

### 14. Der Einfluß der Füllung auf den Wärmeverbrauch.

Der Einfluß der Füllung auf den Dampfverbrauch ist in den bisherigen theoretischen Untersuchungen mehrfach eingehend behandelt worden (z. B. Brückmann, Strahl), dabei ist indes nicht zum Ausdruck gekommen, daß der kilogrammmäßige Dampfverbrauch bei verschiedenen Leistungen keineswegs ohne weiteres vergleichsfähig ist. Mit zunehmender Leistung und also zunehmender Kesselanstrengung steigt die Heißdampftemperatur, wie wir in Abschnitt 10 sahen, z. T. sehr erheblich, und 1 kg Dampf bei hoch angestrengter Maschine stellt deshalb einen höheren Wärmewert dar, als 1 kg Dampf bei geringerer Leistung. Die Aufgabe, den Dampfverbrauch einer Lokomotive (oder also eigentlich den Wärmeverbrauch) in seiner Abhängigkeit von Schieberkastendruck, Füllung, Heiß-

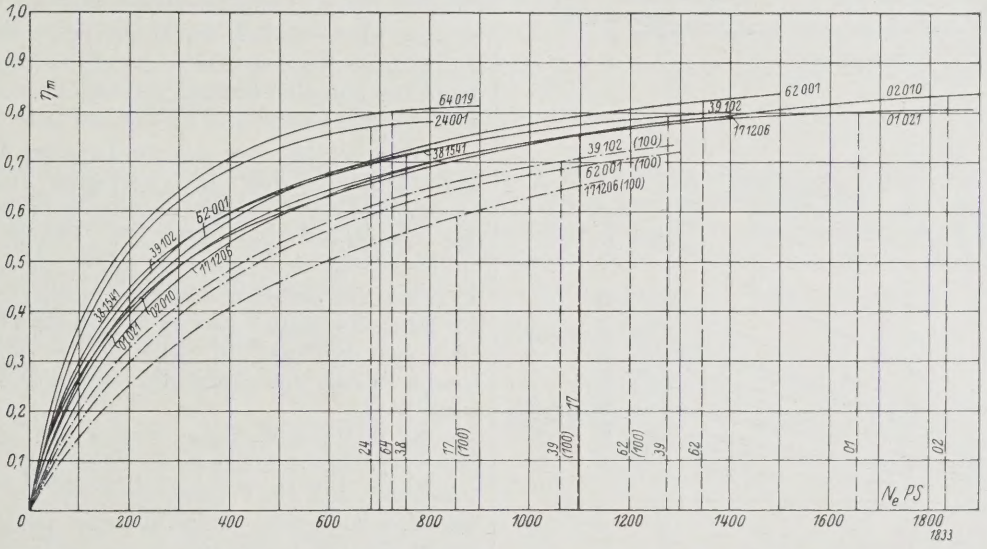



Abb. 36. Mechanischer Wirkungsgrad bei V = 80 km/h.

it den übrigen Lokomotiven verglichen, fast unwahrlich hoch; ganz in Übereinstimmung mit dem oben beh des Wirkungsgrades dieser Lokomotive Gesagten. ungewöhnlich — und unwahrscheinlich — erscheinen tive Winkeltangenten, die in Abb. 37, oben bei der Bau- 62, unten bei der bayerischen S 3/6 auftreten. Dieser der also eine Konvergenz der $Z_e$- und $Z_i$-Linien statt Divergenz bedeutet, wurde oben bereits gestreift.

Dieses Zahlenmaterial ist insofern zunächst betrüblich, die außerordentliche Schwierigkeit beweist, durch Messung setzmäßigen Werten zu gelangen. Hierdurch wird die nderer Gelegenheit schon von mir erwähnte Tatsache r erhärtet, daß es bisher nicht möglich gewesen ist, zu ren Widerstandsformeln für die Lokomotiven zu gelangen. kann auch selbstverständlich nicht annehmen, daß früher besser indiziert worden sei, und wird deshalb skeptisch die Zuschläge für die indizierte Reibung, die sich in der atur vereinzelt bereits vorfinden. So hat Strahl in seinem laßwerk einen Wert von 4% (von $Z_i$) für die zusätzliche ng angegeben, ohne allerdings die Herkunft dieser Zahl klären. Dieser Betrag ist an sich, wie die Zahlen der 37 lehren, durchaus möglich, aber schwerlich — von seiner herheit noch ganz abgesehen — ein universeller. Jedenkann man auf Grund der hier angestellten Untersuchungen dampftemperatur und Geschwindigkeit bzw. Drehzahl zu ermitteln, ist überhaupt hinsichtlich der partiellen Abhängigkeit nicht möglich, weil mindestens Füllung, Heißdampftemperatur und Geschwindigkeit durch Nebenbedingungen miteinander verkettet sind. Nur zwei Variable können bei einer bestimmten Lokomotive, also bestimmtem Schieberkastendruck, als unabhängige betrachtet werden, nämlich die Füllung und die Geschwindigkeit, und der Wärmeverbrauch ist die abhängige und also gesuchte Variable. Dieser Wärmeverbrauch muß, wie sich hier von selbst versteht, derjenige für die indizierte PSh sein, denn es handelt sich hier allein um den Ablauf des Wärmeprozesses im Dampfzylinder, unabhängig davon, welchen Wirkungsgrad bis zum Tenderzughaken die betreffende Lokomotive besitzt. Im übrigen kann man die Beziehungen zwischen den drei Variablen, die bei der üblichen Darstellung eine krumme Fläche bilden würden, dadurch in die ebene Darstellung überführen, daß man je für eine konstante Geschwindigkeit nur die Beziehung zwischen Wärmeverbrauch und Füllung aufstellt und also für jede Lokomotive für verschiedene Geschwindigkeiten mehrere ebene Kurven aufzeichnet, deren Parameter die Geschwindigkeit ist.

In dieser Art sind also die beiden nächsten Abbildungen aufgestellt. Ihre Voraussetzung ist die übliche Anwendung der Heusinger-Schwingensteuerung. Abb. 38 enthält die für

größere Geschwindigkeiten bestimmten Lokomotiven, Abb. 39 die für kleinere Geschwindigkeiten. Das Hauptergebnis ist, daß die Wärmeverbrauchskurven (namentlich bei dem sehr groß gewählten Ordinatenmaßstab) in der Regel sehr deutliche Scheitelbildung oder mindestens das Hinstreben nach einem Scheitel aufweisen, und daß die Abszisse dieses Scheitels wohl durchweg etwas höher liegt, als man bisher annahm. Der günstigste Wärmeverbrauch zeigt sich nämlich bei fast allen Lokomotiven mit Ausnahme der Verbundmaschinen bei einer Skalenfüllung von 30% und etwas darüber. Nur wenige Lokomotiven zeigen den Scheitel kurz vor 30%. Bei den Lokomotiven mit geringer Überhitzung sind die Scheitel

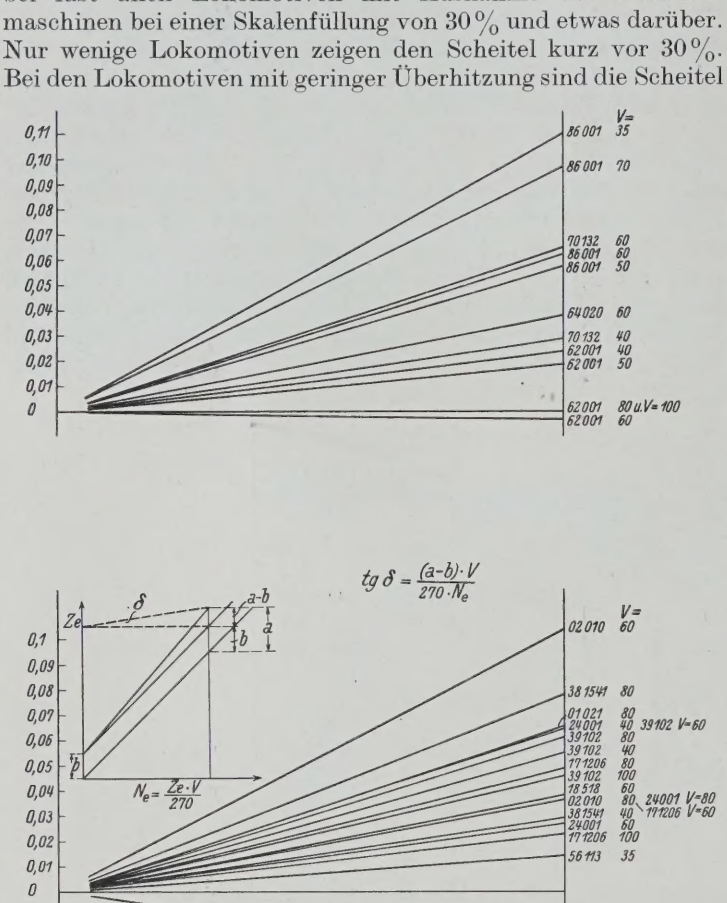



Abb. 37. Zunahme der Lokomotivwiderstände bei steigender Zugkraft.

bei 30% noch keineswegs erreicht, sondern liegen bisweilen, wenigstens scheinbar noch, über 40% hinaus, wie bei der P 10-Lokomotive bei 40 km/h Geschwindigkeit. Dies ist indes wohl durch einen etwas zu hohen rechten Endpunkt der ursprünglichen Verbrauchskurven veranlaßt, da man nicht wohl annehmen kann, daß die günstigste Füllung über 40% liegt, zumal ja doch die Dehnungslinie bei geringer Überhitzung schwächer fällt. Auch ist es natürlich denkbar, daß die Skalenfüllung und die wirkliche Füllung gelegentlich Abweichungen aufweisen.

Die Kurven für gleiche Fahrgeschwindigkeiten sind übrigens dann nicht völlig vergleichsfähig, wenn die Lokomotiven verschiedene Treibraddurchmesser haben. Insofern müßte als Parameter der Kurven eigentlich die Umdrehungszahl statt der Fahrgeschwindigkeit dienen. Andererseits ist es aber Zweck der Lokomotiven, Züge mit bestimmten Geschwindigkeiten zu befördern, und der Betriebsmann wird deshalb lieber wissen wollen, wie die Verbrauchszahlen der Lokomotiven bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten liegen. Aus diesem Grunde ist die Geschwindigkeit beibehalten worden, um so mehr, als auch die einzelnen Versuchsfahrten im Beharrungszustande mit bestimmten Geschwindigkeiten ausgeführt worden sind. Eine Umzeichnung auf gleiche U drehungszahlen hätte daher nicht nur eine einfache U rechnung, sondern auch Interpolationen erfordert.

Eins bringt die Kurvenschar nun deutlich zum Ausdru nämlich daß bei gleicher Skalenfüllung für ein u dieselbe Lokomotive die Wärmeverbrauchszahl der Regel um so tiefer liegt, je höher die G schwindigkeit ist. Die Geschwindigkeit wirkt günst insofern sie bei gleicher Füllung die Leistung erhöht und da die Heißdampftemperatur hinaufschiebt; ungünstig al dings wieder insofern, als die Drosselung mit zunehmen Geschwindigkeit wächst. Mit zunehmender Drosselung u abnehmenden Druckunterschieden vor und hinter dem Kol nehmen dafür wieder die Undichtigkeitsverluste ab. W diese drei Umstände sich im einzelnen verhalten, läßt sich den Kurven nicht ohne weiteres erkennen, das aber läßt s zweifellos aussagen, daß sich die günstigen Einflüsse bei nehmender Geschwindigkeit überwiegend bemerkbar mach

Einzelne Lokomotiven verhalten sich allerdings insof etwas abweichend, als sich bei höchster Geschwindigk wieder ein Ansteigen des Wärmeverbrauchs zeigt; z. B. li bei den Lokomotiven der Baureihe 24 der Wärmeverbrauch 60 km/h-Geschwindigkeit zwar tiefer als bei 40 km/h, der 80 km/h aber zwischen den beiden; doch scheint es sich nur geringfügige Ausnahmen zu handeln. Vorzüglich kommt gegen der günstige Einfluß der Geschwindigkeit bei den Lo motiven der Gattungen 62 und 86 zum Ausdruck.

Die scheinbar abweichende Lage der Verbundmaschi wurde schon gestreift. Die günstigsten Füllungen, die sich a hier nur auf den Niederdruckzylinder beziehen und hinsichtl der Gesamtdehnung mit dem Zylinderraumverhältnis multiplizieren sind, liegen bei der einzigen, bei zwei Geschw digkeiten mit mäßigem Indikatorfehler gefahrenen Lokomot der Baureihe 02010 zwischen 54 und etwa 65%. Berücksicht man das Zylinderraumverhältnis, so kommt man hier Gesamtfüllung im Sinne des rankinisierten Diagramms etwa 25%.

Natürlich unterliegen hinsichtlich ihrer Genauigkeit hier vorgebrachten Ergebnisse dem Indikatorfehler. Die scheinung, daß die Verbrauchszahlen für höhere Geschwin keiten vielfach unter denen kleinerer Geschwindigkeiten lieg müßte aber bei Berücksichtigung des Indikatorfehlers nur n stärker hervortreten. Der absolute Dampfverbrauch, der erheblicher Sicherheit gegeben ist, müßte bei zu kleinen In katordiagrammen in zu hohen indizierten Verbrauchszah sich auswirken. Infolge des Indikatorfehlers müssen also Kurven für die verschiedenen Geschwindigkeiten noch et stärker in dem Sinne auseinandergezogen werden, daß Verbrauchszahlen für schnellere Fahrt noch sinken. Hier ließe sich freilich wohl nur zum Teil die oben angeführte T sache erklären, daß der Wärmeverbrauch der Gattung 24 80 km/h sich wieder über den bei 60 km/h hinaufschiebt. Z anderen Teil ist zweifellos der Umstand zur Erklärung her zuziehen, daß die günstigste Geschwindigkeit der Reihe wie weiter hinten bei der Leistungscharakteristik erörtert, etwas über 60 km/h beträgt. Die bessere Lage der Reihe erklärt sich z. T. dadurch, daß die Lokomotive bereits Stahldrahtseilen indiziert ist und daher der Indikatorfe geringer blieb, aber auch aus der wesentlich höheren L der günstigsten Geschwindigkeit in der Leistungscharakteris Bei 100 km/h ergab sich, wie oben in anderem Zusammenha erwähnt, noch immer ein etwas zu hoher mechanis Wirkungsgrad, so daß der indizierte Wärmeverbrauch 100 km/h in Abb. 38 noch etwas sinken müßte. Befrie gende Übereinstimmung von Skalenfüllung u wirklicher Füllung vorausgesetzt, kann man n den Abb. 38 und 39 den Satz aussprechen, daß

stigsten Füllungen bei Maschinen mit einfacher npfdehnung etwa bei 30% liegen.

Im übrigen streuen die Wärmeverbrauchszahlen, auch den Leistungsscheitel bei den verschiedenen Geschwindigen und Lokomotivgattungen noch erheblich genug, um von Nennung einer einheitlichen günstigsten Wärmerauchszahl Abstand nehmen zu müssen. Das Gebiet des mit dem Regler gedrosselten Kesseldruckes überleiten, da man im Interesse ruhigen Ganges die Füllung nicht gern nennenswert unter 20% wählt, um keine zu hohen Kompressionen zu erhalten. Daß man bei kleineren Zylindern bei großen Zugkräften und Leistungen unter Umständen bis etwa zu 50% gebraucht, tut der Wirtschaftlichkeit wenig Abbruch, wenn man dabei im Auge behält, daß der Ordinatenmaßstab

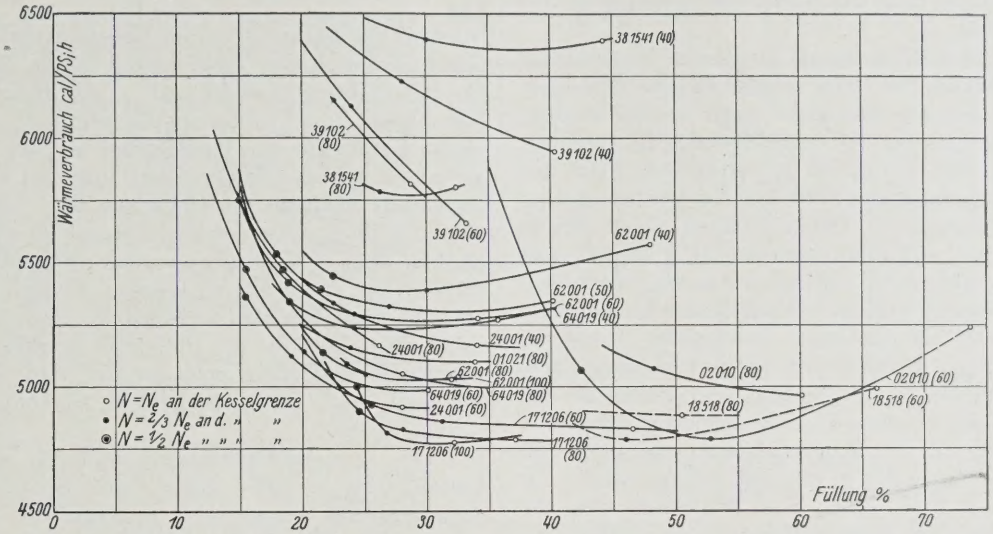



Abb. 38. Spez. Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Füllung.

em die Wärmeverbrauchszahlen vorbehaltlich der Meßuigkeit bei den neueren Maschinen mit einfacher Dampfung liegen, bewegt sich etwa zwischen 4800 und 5400 kcal, in einem Intervall von mehr als 10%, und selbst auf gleiche hwindigkeit bezogen, betragen die Schwangen noch reichlich 8%.

Zu einigen Bemerkungen gibt diese Unterung der Füllung noch Anlaß: Einmal igen auch diese Kurven wieder deutzum Ausdruck, einen wie großen tschritt durch ihre höhere Überhitzung neuen Einheitslokomotiven z. T. gegen älteren Lokomotiven ergeben. Die P 8-motive hat z. B. bei 30% Füllung mit ihrem meverbrauch bei 5800 kcal, die 01021 bei der Verwendungszweck nach damit in Parallele tellenden Geschwindigkeit von 80 km/h bei kcal, ihren günstigsten Wert. Die Wärmearnis im Dampf (noch ohne den etwas besseren elwirkungsgrad) beträgt z. B. damit 12%. twürdigerweise liegen die Personenzugtenderotiven, trotzdem sie nur 14 statt der 16 at Schnellzuglokomotiven haben, noch etwas r. Es wird noch der Aufklärung bedürfen, urch dieses besonders günstige Verhalten ben ist. Die Güte der Indizierung ist bei uchen, soweit sie also das Indikatordrahtseil fft, bei den Lokomotiven der Gattungen 01, 39 und 62 an sich die gleiche; bei drei dieser motiven auch der Treibraddurchmesser.

Die andere Frage, die mit der Füllung zusammenhängt, lie nach der zweckmäßigsten Zylindergröße; das ältnis zwischen Verbund- und Zwillingmaschinen wird r besonders behandelt. Da die Lokomotive nur bisweilen hrer Höchstleistung, viel häufiger mit darunterliegenden, eren Leistungen fährt, so darf man die günstigste Füllung rlich nicht mit der Höchstleistung der Maschine in Verung bringen; man erhält sonst zu große Zylinder. Diese en dann bei kleinen Leistungen bestimmt in das Gebiet in den Abbildungen ein sehr großer ist und die Verbrauchskurven nur scheinbar so stark gewölbt sind. So würde bei der in Abb. 38 verhältnismäßig stark steigenden Kurve der 62001 beim Übergang von 30 auf 45% Füllung nur eine Zu-

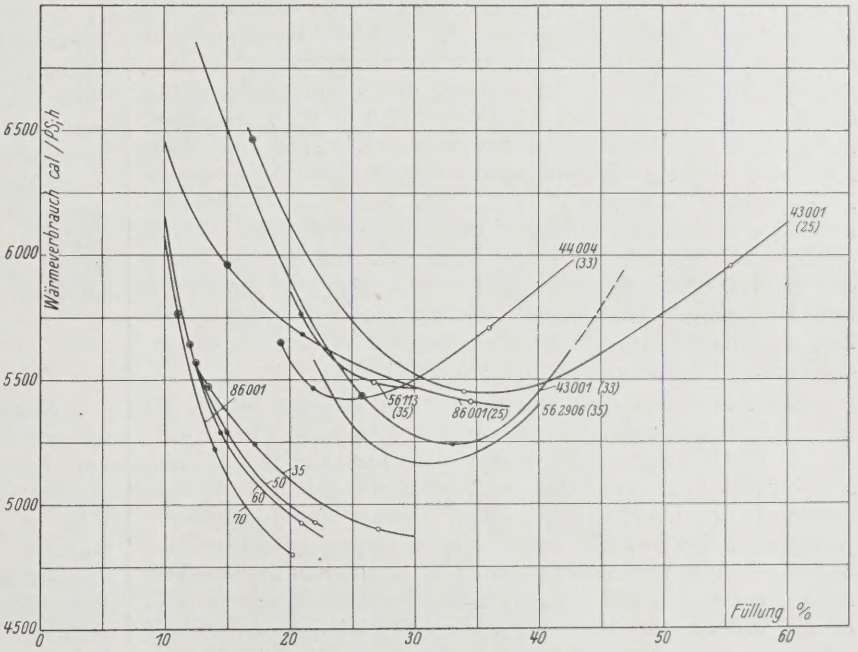



Abb. 39. Spez. Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Füllung.

nahme des spezifischen Wärmeverbrauchs auf 5390 bis 5540 kcal, also um 2,8% erfolgen.

Von Wichtigkeit ist es noch, hervorzuheben, daß die Kurven der beiden Abbildungen am linken Ende nur so weit ausgezogen sind, als mit ungedrosseltem Dampf gefahren wurde; eine Untersuchung darüber, ob es bei kleinen Leistungen nicht vielleicht zweckmäßiger ist, statt mit sehr kleinen Füllungen und ganz offenem Regler, mit Füllungen in der Nähe der günstigsten und mit gedrosseltem Regler zu

fahren, wird noch besonders nachzuholen sein. Durch einen kleinen, nahe dem rechten Ende gelegenen Kreis ist die Füllung an der Kesselgrenze zum Ausdruck gebracht. Durch einen vollen schwarzen Kreis ist weiterhin die Füllung bei einer Zughakenleistung $= {}^2/_3$ derjenigen an der Kesselgrenze und endlich durch einen schwarzen Kreis mit Ring derjenige Punkt zum Ausdruck gebracht worden, bei dem die Lokomotive am Zughaken noch die Hälfte der Leistung an der Kesselgrenze entwickelt.

Die Lage des Verbrauchsscheitels zu diesen Punkten ist nun ein gutes Kriterium für das zweckmäßigste Zylindervolumen, allerdings wie wir weiterhin noch sehen werden, nicht das einzige. Betrachten wir beispielsweise die fünf Geschwindigkeitskurven der Reihe 62, so sehen wir, daß der günstigste Verbrauch in der Regel zwischen der Höchstleistung und ${}^2/_3$ der Höchstleistung liegt. Die halbe Leistung ist gleichfalls in fast allen Fällen mit Füllungen um 20% herum, also derjenigen, die für die üblichen Schwingensteuerung stets noch gut anwendbar ist, erreicht worden. Die Zylinder können also in einem solchen Falle als durchaus zweckmäßig bemessen erachtet werden. Dagegen liegt bei der P 10-Lokomotive, sowohl bei 40 wie auch bei 60 und 80 km/h der Punkt für die dauernde Höchstleistung des Kessels stets noch auf dem nach rechts fallenden Zweig, vor dem Kurvenscheitel, also ohne daß der niedrigste Wärmeverbrauch je erreicht worden wäre. In solchen Fällen sind die Zylinder zu groß bemessen, weil der Dampf selbst bis zur größten Leistung hin noch keine Gelegenheit gehabt hat, die für den Wärmeverbrauch günstigste Dehnung zu erreichen. Auch die an sich übrigens vorzüglich sparsamen Lokomotiven der Baureihen 64 und 24 erreichen zwar in einigen Fällen den unteren Verbrauchsscheitel, in anderen Fällen liegt jedoch die Höchstleistung vor Erreichung des niedrigsten Wärmeverbrauchs. Auch hier dürfte deshalb von diesem Gesichtspunkt aus die zweckmäßigste Zylindergröße schon etwas überschritten sein. Die Schnellzuglokomotiven sind noch nicht in ihrem ganzen Geschwindigkeitsgebiet eingehend durchgefahren; die Kurven der Einheitslokomotive 02010 und der bayerischen S 3/6 (18518) für 60 km/h sind noch nicht mit der Bremslokomotive, also nach der genaueren Meßmethode gewonnen. Das Kriterium, daß für die zweckmäßigste Zylindergröße der untere Wärmescheitel links von dem Höchstleistungspunkt liegen muß, ist bei den Verbundlokomotiven der Baureihe 02 stellenweise erfüllt, bei der Zwillinglokomotive der Baureihe 01 liegt der Höchstleistungspunkt gerade im unteren Scheitel. Ob hier eine zweckmäßigere Bemessung der Zylinder möglich ist, müssen die genaueren Versuche, auch bei den höheren Geschwindigkeiten, noch zeigen.

Die P 8-Lokomotive (Reihe 38) ist ein Beispiel dafür, daß die eben besprochene Zylindercharakteristik allein nicht ausreicht. Die Wärmeverbrauchskurven als Funktion der Füllung sind nämlich an sich beide so beschaffen, daß der Scheitel unterhalb der Höchstleistung liegt. Unter diesem Gesichtspunkt erscheinen also die Zylinder noch als zweckentsprechend bemessen. Wir werden aber später bei der Leistungscharakteristik noch sehen, daß die günstigste Geschwindigkeit in dem Sinne, daß bei ihr die höchste Zughakenleistung entwickelt wird, noch unter 40 km/h liegt, also bei einer Geschwindigkeit, die für eine Personenzuglokomotive zu niedrig ist; eine höhere günstigste Geschwindigkeit kann man für einen vorhandenen Kessel nur durch Verkleinerung der Zylinder ermöglichen.

Es spielt natürlich auch eine Rolle, ob die Wärmeverbrauchskurve als Funktion der Leistung in der Nähe des Optimums möglichst flach verläuft. Wir kommen auf diese Kurven noch zurück, sie sind in ihrer Krümmung wesentlich weiter auseinandergezogen, als die hier gezeigten in Funktion der Füllung.

Endlich sei ein weiteres Kriterium für zweckmäßige Zylinderbemessung noch angeführt; es besteht darin, daß Zylinder für die Anfahrt und bei Fahrten an der Reibun grenze im Stande sein müssen, die Reibungszugkraft der kuppelten Achsen noch voll auszunutzen, und zwar am bes mit einem Betrage, der sich an nicht zu niedrige Reibun ziffern knüpft. Hierfür wäre die Gleichung maßgebend:

$$Z_{i\,max} = \frac{d^2\,h\,.\,\alpha\,.\,p_k}{D} = \mu_i\,.\,G_r,$$

worin Z die Zugkraft, $p_k$ die Kesselspannung, d den Zylind durchmesser, h den Kolbenhub, D den Treibraddurchmess $G_r$ das Reibungsgewicht und $\mu_i$ die indizierte Reibungszif bezeichnen ($\mu_i \simeq 1{,}05\,\mu$ am Radumfang), sowie endlich $\alpha$ jenige Faktor für den Kesseldruck ist, der auf Grund von D grammen bei ausgelegter Steuerung und langsamer Fahrt Sicherheit noch zu verwirklichen ist. Dabei ist $\mu$ dann besten nicht mit demjenigen Betrage zu wählen, mit dem m es bei dem s-V-Diagramm zur Fahrplanbildung einfüh sondern mit den größeren Werten, die sich bei gutem Reibun zustand zwischen Rad und Schiene noch verwirklichen lass mindestens 0,25 für die indizierte Zugkraft; womit auch d Umstande Rechnung getragen ist, daß eine genügend gr Zugkraft auch bei nicht vollem Kesseldruck noch ausgei werden kann.

Die Einheits-Güterzuglokomotiven als langsamfahrer Lokomotiven erfüllen jene erste Bedingung für die be Zylindergröße wieder gut, insofern der günstigste Wärm verbrauch unterhalb der Höchstleistung liegt, ohne daß ander seits der spezifische Mehrverbrauch an Wärme bis zur Höch leistung besonders große Beträge annimmt. Dagegen hat leichte Tendergüterzuglokomotive der Baureihe 86 wie reichlich große Zylinder, mit denen der tiefste Punkt der V brauchskurve bei der höchsten Dauerleistung noch gar ni erreicht ist.

Hervorzuheben ist noch, daß selbst eine etwa nicht friedigende Übereinstimmung zwischen wirklicher Füllung u Skalenfüllung auf die eben durchgeführten Untersuchung ohne Einfluß wäre, insofern durch eine weiter von der Mi ausgelegte Steuerungsmutter eine größere Füllung immer geben ist. Endlich mag noch daran erinnert werden, daß bei Wahl der Zylinderdurchmesser auch der Wunsch eine Ro spielt, für den Austauschbau mit möglichst wenigen Zylind modellen auszukommen, insofern man benachbarte Zylind durchmesser zu einem mittleren zusammenlegt und diesen da für mehrere Lokomotivgattungen bestimmt.

### 15. Der Dampf- und Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit.

Nachdem oben der Wärmeverbrauch als Funktion Füllung betrachtet worden ist, sollen im folgenden eine Re von Kurven für den gewichtsmäßigen Dampfverbrau gegeben werden, der bei den Versuchen mindestens für $PS_eh$ als nahezu unmittelbar gemessener Wert anfällt. We auch der gewichtsmäßige Dampfverbrauch, wie schon erörte insofern nichts Eindeutiges darstellt, als er mit verschieden Dampftemperaturen verbunden sein kann, so sind die gewich mäßigen Dampfverbrauchszahlen doch für den Entwurf v Lokomotiven insofern von wesentlicher Bedeutung, als m aus der Teilung der gesamten stündlichen Dampfmenge kg mit dem spezifischen Dampfverbrauch die verfügb Leistung erhält, ohne den Umweg über den Wärmeverbrau zu benötigen.

Abb. 40 zeigt die Kurven des Dampfverbrauchs für Zughakenleistung für die 2 C 2-Einheitslokomotive (Re 62) bei 5 verschiedenen Geschwindigkeiten. Der Dam verbrauch steigt, wie deutlich zu erkennen, sowohl mit nehmender Leistung, als auch mit zunehmender Geschwind keit; in beiden Fällen schon deshalb, weil die für die

rung der Lokomotive selbst erforderliche Leistung einen so größeren Anteil der verfügbaren Gesamtleistung aus- nt.

Abb. 41 zeigt den Übergang zur indizierten stung, die in diesem Falle über der zugehörigen tiven Leistung aufgetragen ist. Hier findet nun, in der Regel, eine Umkehrung des Geschwindig- einflusses statt, der, wie auch oben schon gelegent- erörtert, ein günstiger für den indizierten Verbrauch Lag bei dem effektiven Dampfverbrauch die Kurve lie höchste Geschwindigkeit oben, so liegt sie hier nterst; nur die Kurven für 50 und 60 km/h hwindigkeit, wo die Verbrauchswerte sich fast decken, sind sozusagen indifferent.

Zeigten nun schon die Kurven des effektiven pfverbrauchs in dem Gebiet der größeren Lei- gen, etwa von 700 bis 1400 $PS_e$, mindestens bei kleineren und mittleren Geschwindigkeiten kein starkes Gefälle, so zeigen die Kurven für den zierten Dampfverbrauch von etwa der mittleren zur höchsten Leistung praktisch überhaupt kein lle mehr. Dieses Ergebnis, das sich in gleicher e, wie die späteren Kurvenblätter zeigen, bei fast neueren Lokomotiven wiederholt, ist insofern ein günstiges, als ein guter thermischer Wirkungsgrad ängstlich an die Bedingung möglichst hoher ungen geknüpft ist, sondern erst bei kleinerer ung schlechter zu werden beginnt. In der Praxis ten ja die Lokomotiven sehr häufig mit mittleren ungen; so lassen sich z. B. die Schnellzuglokomo- ven, deren Volleistung nur bei schweren, schnell- nden Zügen oder in der Steigung voll in Anspruch nmen wird, dienstplanmäßig nur dann sehr gut, mit sehr vielen monatlichen Laufkilometern aus- n, wenn sie gelegentlich auch Eil- und Personen- zu übernehmen haben, die geringere Ansprüche e Leistung stellen.

Die Reihe der folgenden Abbildung gibt nun die pfverbrauchskurven verschiedener Lokomotiven, jeweils bei gleichen oder nahezu übereinstimmenden windigkeiten wieder. So zeigt Abb. 42 die Dampf- auchszahlen für kleinere Geschwindigkeiten, vorwiegend h. Allerdings sind einige dieser Lokomotiven noch nicht

Kurven in die Tafel schon bedenklich erschien. Der niedrigste Verbrauchswert der Güterzuglokomotiven liegt (abgesehen von der einpunktierten Kohlenstaublokomotive 56.2906) für die

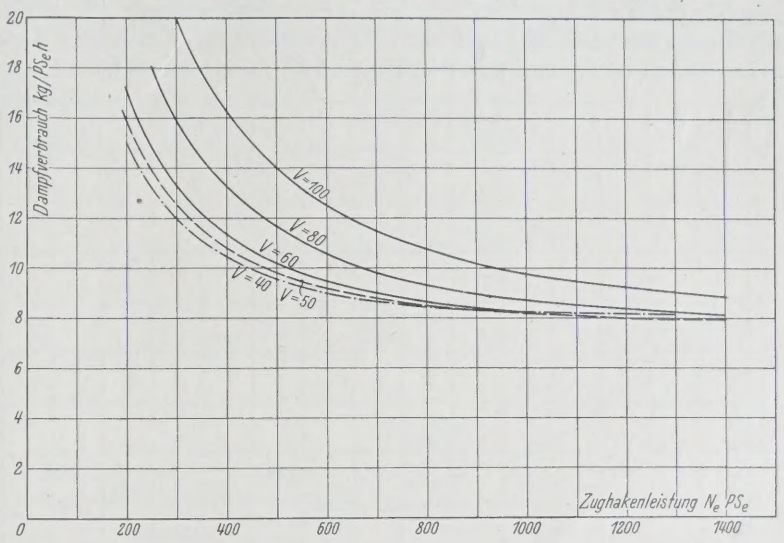



Abb. 40. Spez. effekt. Dampfverbrauch der Lokomotive 62 001 bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

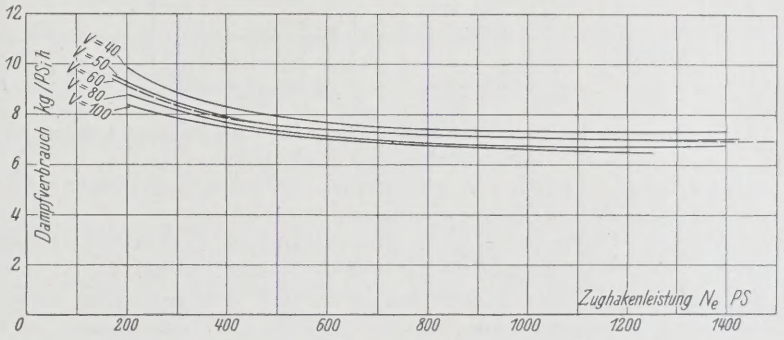



Abb. 41. Spez. indiz. Dampfverbrauch der Lokomotive 62 001 bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Reihe 43 bei etwa 1050 $PS_e$ mit 7,4 kg/$PS_e$h vor. Im übrigen streuen die Werte hier über ein ziemlich breites Band, entsprechend 1,4 kg/$PS_e$h, so daß es hier noch gewagt erscheint

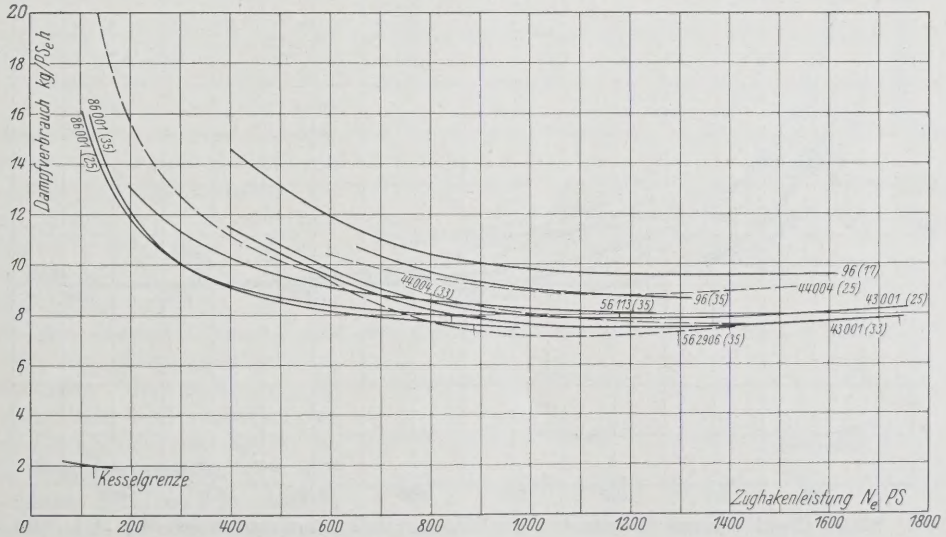



Abb. 42. Spez. effekt. Dampfverbrauch bei V = 25 — 35 km/h.

er heutigen Versuchsgenauigkeit gefahren; aber anderer- wichen die betreffenden Versuchsbedingungen von ihr so wesentlich ab, daß die Aufnahme der zugehörigen

eine bestimmte Zahl für einen Neuentwurf vorauszusagen. Beschränkt man sich auf die Kurven für etwa 35 km/h, die oben von der (rostgefeuerten) G $8_2$-Lokomotive (Reihe 56)

abgeschlossen werden, so verringert sich freilich die Streuung für die Scheitelwerte auf etwa 0,6 kg/PS$_e$h. Da auch der günstigste Scheitelwert der Reihe 43 einer gewölbten Kurve angehört, die nach der Kesselgrenze hin wieder ansteigt, so wird man für den Entwurf von Güterzuglokomotiven mit 35 km/h Geschwindigkeit für die größten

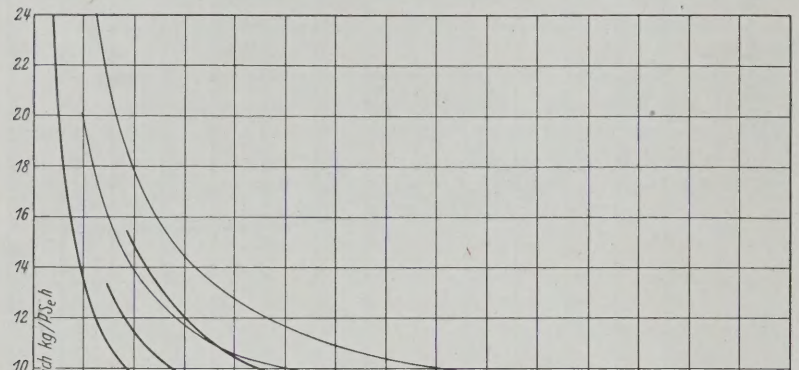



Abb. 43. Spez. effekt. Dampfverbrauch für verschiedene Lokomotivgattungen bei V = 40 km/h.

Leistungen einen Verbrauch von 8,0 kg/PS$_e$h vorsichtshalber ansetzen müssen.

Abb. 43 gibt für 40 km/h Geschwindigkeit die Verbrauchskurven von sechs Lokomotivgattungen wieder, wobei sich die Reihen 24 und 64 mit identischem Kessel und identischer Maschine hier noch decken, da der Einfluß des besonderen

deren günstigste Verbrauchszahlen verhältnismäßig we von 8,0 kg/PS$_e$h abweichen. Sie streuen nur in den ziemli engen Grenzen zwischen 7,7 und 8,3, ja selbst n 8,15 kg/PS$_e$h, wenn man die kleine Sondermaschine für d Lokalverkehr (Baureihe 70) ausläßt. Im Gegensatz da zeigen die etwas älteren Maschinen, so die sonst wegen ih Einfachheit geschätzte P 8-Lokomotive, höhere V brauchszahlen, nämlich die P 8 (38) mit 8,45 und P 10 (39) mit 9 kg/PS$_e$h im Scheitelpunkt.

Abb. 44 zeigt die Verbrauchszahlen bei 60 km wobei die Schnellzuglokomotiven Baureihen 02 und allerdings noch nicht mit Bremslokomotiven gefah sind. Die Trennung der Scheitelwerte ist auch wieder gegenüber den älteren Lokomotivreihen 38 39 deutlich erkennbar. Im übrigen ist der Abst verhältnismäßig nicht mehr so groß bei den kleine Geschwindigkeiten. Die Schnellzuglokomotiv einschließlich der Baureihe 62 streuen n wenig um 8 kg/PS$_e$h herum. Die Lokomotiven Reihen 24 und 64 liegen wieder, fast sich decke sogar nur bei 7,6 kg, und selbst die leichte Lokomot der Baureihe 70 liegt im Verhältnis zu ihren klei Abmessungen mit einem kleinsten Wert von 9,6 noch ziemlich günstig.

Abb. 45 zeigt die Verbrauchszahlen für 80 k und dabei die Erscheinung, daß die großen schn fahrenden Lokomotiven immer dichter zusammenrück dabei handelt es sich hier durchweg um Versu unter Verwendung der Riggenbachbremse. Die heitslokomotiven sind dicker ausgezogen, den Verbrau zahlen der neuen Schnellzuglokomotiven reiht sich S 10$^1$-Lokomotive wieder recht gut an. Bei kleineren stungen liegt sie sogar unter den Einheitslokomotiven. Gattungen P 8 und P 10 (Reihe 38 und 39) liegen wi beträchtlich höher; von den leichten Gattungen 24 und (bei denen sich nunmehr bei 80 km/h Geschwindigkeit Gewicht der Lokomotive mit Tender auch praktisch bemerk

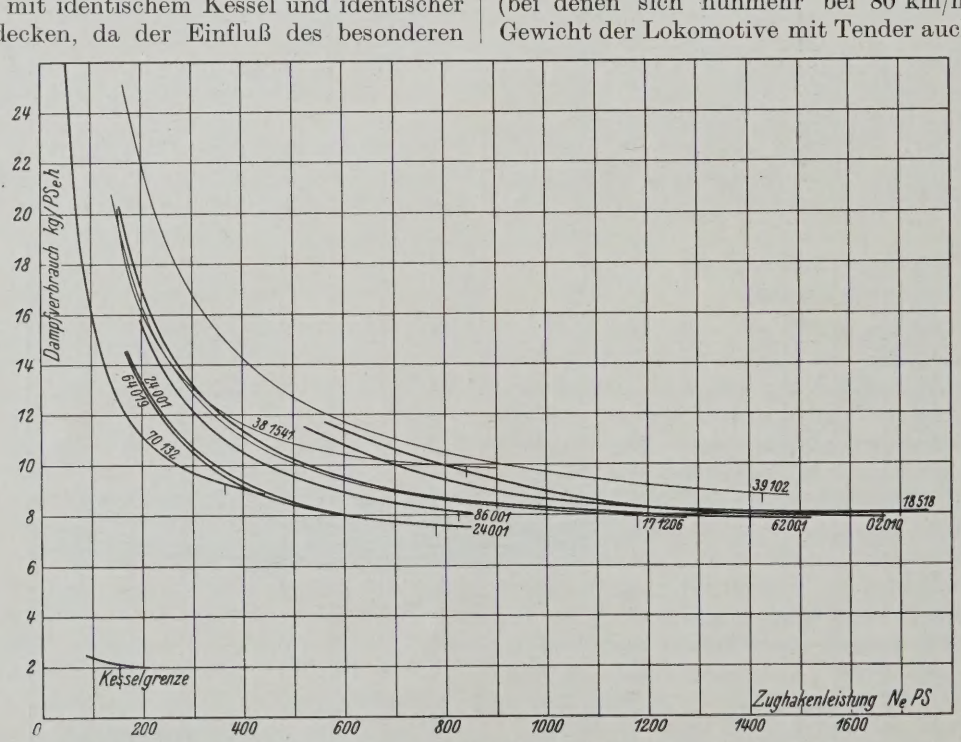



Abb. 44. Spez. effekt. Dampfverbrauch verschiedener Lokomotivgattungen bei V = 60 km/h.

Tenders mit zwei Achsen mehr bei der verhältnismäßig kleinen Geschwindigkeit sich praktisch noch nicht bemerkbar macht. Hier tritt schon eine gewisse Gleichmäßigkeit der neuen Einheitslokomotiven mit hoher Überhitzung hervor,

macht, insofern ihre Verbrauchskurve höher liegt), zeigt 64 etwa gleiche Scheitelhöhe mit den Schnellzuglokomot Die Einheits-Schnellzuglokomotiven einschließlich der Reih und der neuen bayerischen S 3/6 zeigen ihre kleinsten W

n Grenzen von 7,8 bis 8,25 kg/PS$_e$h: die leichten Loko-
ven (Reihe 24 und 64) weisen 8,15 und 8,5 kg auf.
ntlich höher, nämlich bei 9,7 kg liegt die P 10-Loko-
ve und gar bei 10,85 kg die P 8-Lokomotive. Für neu
entwerfende größere Lokomotiven mit guter
rhitzung wird man für den Entwurf etwa mit

noch selten auf. Bei den neueren Versuchen dagegen wurden 6,5 kg/PS$_i$h mehrfach erreicht, auch ein gewisser Beweis dafür, daß die niedrigsten Verbrauchszahlen immer in länger durchgeführtem Beharrungszustand erzielt werden. Bei 80 km/h z. B. liegen die neueren Schnellzuglokomotiven, wiederum untermengt mit der großen Personenzugtender-

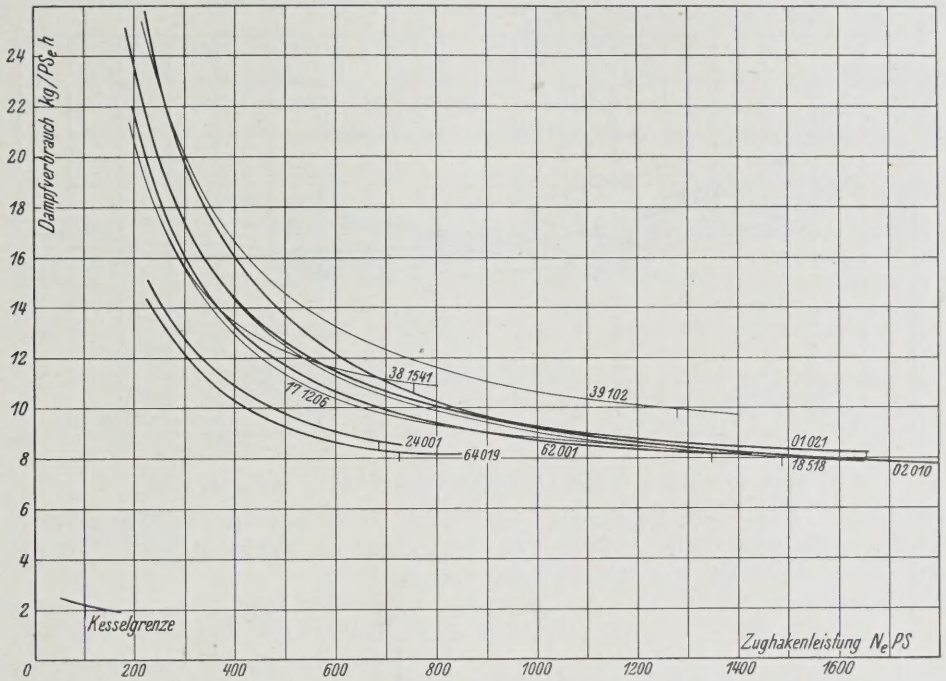



Abb. 45. Spez. effekt. Dampfverbrauch bei V = 80 km/h.

,2 g/PS$_e$h bei 80 km/h an der Kesselgrenze rechnen
üfen.

An Kurven für 100 km/h liegen leider erst wenige vor;
e für die neueren Lokomotiven wurde erst im November
9 die erste Versuchsreihe für diese Geschwindig-
ei mit der Gattung 01 durchgeführt. Abb. 46
ei die erwartete hohe Lage des effektiven
Da pfverbrauchs, mit steilem Abfall der Kurven.
Se st die beste Lokomotive (Reihe 62) erreicht
b nur noch 9,0 kg/PS$_e$h.

Die nächsten Abb. (47 bis 50) geben den
Da pfverbrauch für die indizierte Lei-
tu g über der zugehörigen effektiven Leistung
vie er. Sie bedürfen nach dem vorigen nur
ve ger Worte; so sei nochmals auf die sehr
ge ge Veränderlichkeit des indizierten Dampf-
re rauchs bei mittleren und großen Leistungen
hi ewiesen, also auf den fast horizontalen Ver-
au der Kurven, und gleichzeitig auf das noch
en re Zusammendrücken gleichartiger Lokomo-
iv , wie denn auch schon in Abb. 41 das
Ku venbündel der indizierten Leistung hier viel
ch aler und viel weniger divergent nach links
wa als in Abb. 40 das Kurvenbündel des
eff tiven Dampfverbrauchs. Bei 80 km/h z. B.
sin wie Abb. 50 zeigt, die Kurven etwa bei
10 PS$_e$ praktisch kaum auseinanderzuhalten. Im
üb gen zeigt sich die höhere Lage der P 8 und
de P 10 auch in diesen Abbildungen wieder.
He orzuheben ist noch, daß für den indizierten Verbrauch
die 7 kg/PS$_i$h häufig unterschritten werden. In meinem
Au atz ähnlichen Inhalts im Jubiläumsheft von Glasers
An alen 1927 trat die Unterschreitung der 7 kg/PS$_i$h bei
de damals noch nicht guten Durchführung des Beharrungs-
zu ndes und der geringeren Zahl neuzeitlicher Lokomotiven

lokomotive, Reihe 62, in dem engen Gebiet von 6,5 bis 6,75 kg/PS$_i$h. Gleichfalls bei 6,6 kg liegt die kleinere Lokomotive der Baureihe 64. Für die Vorausberechnung von Lokomotiven für größere Geschwindigkeiten

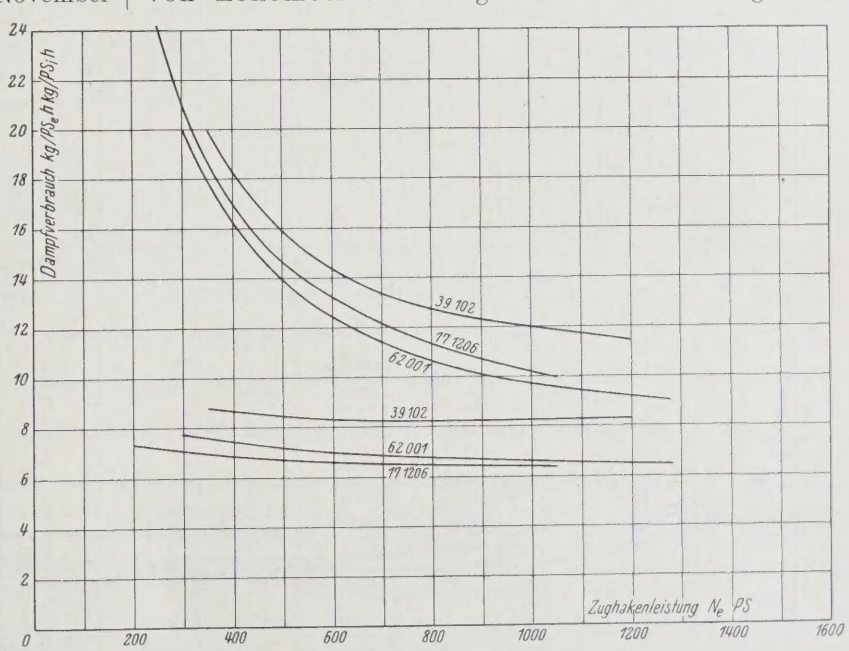



Abb. 46. Spez. effekt. und indiz. Dampfverbrauch bei V = 100 km/h.

wird man deshalb, soweit der Kesselentwurf die Erreichung ausreichend hoher Heißdampftemperaturen mit Sicherheit verspricht und die schädlichen Räume nicht zu groß gewählt werden, mit rund 6,7 kg/PS$_i$h für die Scheitelleistung unbedenklich rechnen dürfen. Man wird das um so mehr, als

die Kurven für den indizierten Dampfverbrauch bei 100 km/h, die in Abb. 46 mit aufgenommen sind, auf 6,5 kg/PS$_i$h bei der Reihe 62 und auf 6,4 kg/PS$_i$h bei der S 10$_1$-Lokomotive absinken. Im übrigen tragen auch diese Kurven, von dem wieder fühlbaren günstigen Einfluß der Geschwindigkeit noch abgesehen, das Merkmal des flachen, bei höheren Leistungen fast horizontalen Verlaufs an sich.

eine Auswahl gebracht, da hier hauptsächlich solche Zahl angegeben werden sollten, die dem Konstrukteur beim Er wurf der Lokomotive von Nutzen sind. In diesem Zusamme hang spielt aber der Wärmeverbrauch eine geringere Ro da beim Ausgang von einem höchsten stündlichen Dam gewicht (57 kg/m$^2$h) namentlich der spezifische Dam verbrauch in kg den Entwerfenden interessiert. Trotzd

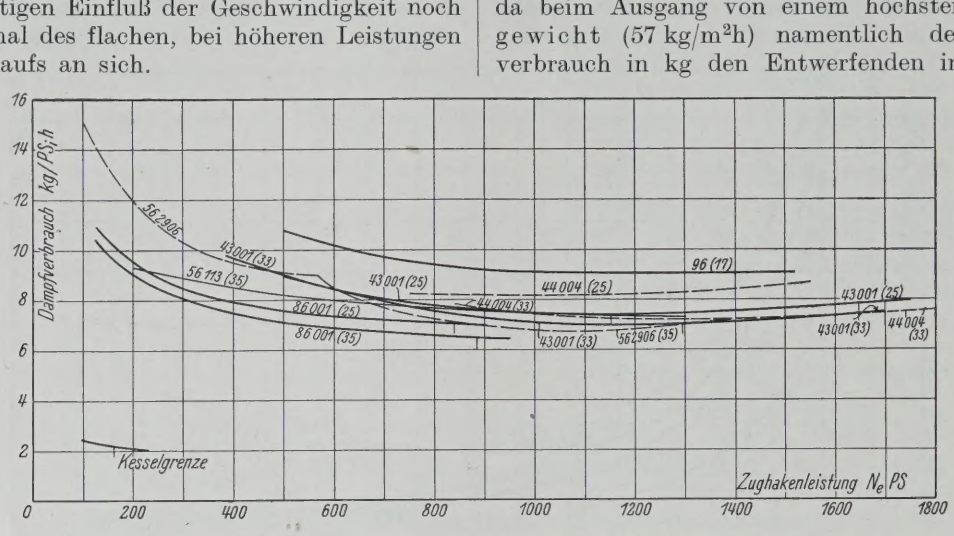



Abb. 47. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 25—35 km/h.

Die folgenden Abbildungen zeigen in Ergänzung des gewichtsmäßigen Dampfverbrauchs den Wärmeverbrauch im Dampf. An dieser Stelle ist von den Wärmeverbrauchskurven, deren Bedeutung bereits in der Untersollte auch hier an den Wärmeverbrauchskurven, und zw nunmehr als Funktion der Leistung, nicht vorübergegang werden.

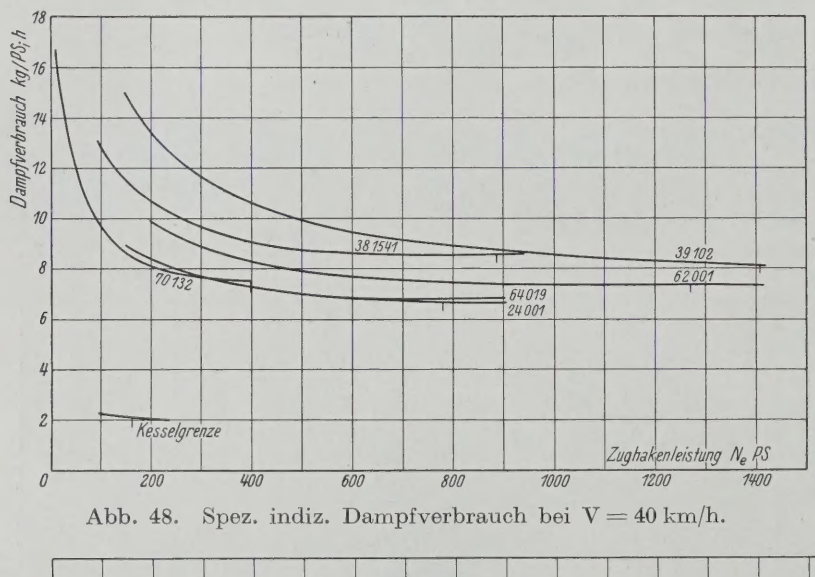



Abb. 48. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 40 km/h.

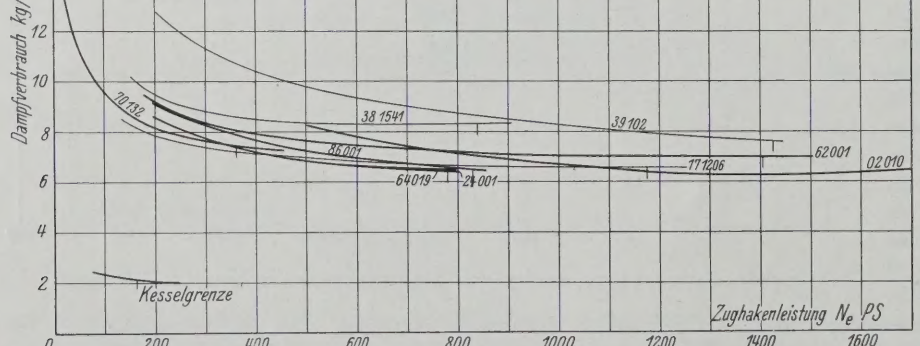



Abb. 49. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 60 km/h.

Zunächst zeigt Abb. 51 den effektiven Wärmeverbrau bei 60 km/h und ab 0°, also das, was die Dampfzylin der eigentlichen Lokomotivmaschine jeweils benötig Aus der Abbildung geht hervor, daß auch der Wärm verbrauch an der Kesselgrenze für die neueren Lo motiven einschließlich der guten älteren S 10$^1$-Lo motive wieder in ziemlich engen Grenzen liegt. Verlauf der Kurven ist flacher als beim gewichtsmäßig Verbrauch nach Abb. 44, weil die gewichtsmäßig größe Verbrauchszahlen bei den kleineren Leistungen n niedrigeren Temperaturen verknüpft sind. Diese Fe stellung ist betriebswirtschaftlich naturgemäß wie um so angenehmer, als die Lokomotiven ja häu nur mit Teilleistungen arbeiten. Die Zahlen der gu Lokomotiven selbst gruppieren sich mit verhältn mäßig schwacher Streuung um den Mittelwert v 6000 kcal/PS$_e$h, wobei außer der S 10$^1$-Lokomot auch die besonders gut gelungenen Typen 24 und etwas darunter liegen. Die P 10-Lokomotive (Reihe erreicht an der Kesselgrenze wenigstens 6500 k während die P 8-Lokomotive (Reihe 38) n 7400 kcal/PS$_e$h die ungünstigste der hier a geführten Maschinen ist.

Die Abb. 52 zeigt den Wärmeverbrau für 80 km/h, wieder ab 0°. Die Kurven s wegen des höheren Eigenverbrauchs der Lo motive etwas steiler und liegen meist au etwas höher. Auch die Reihen 64 und 24 s jetzt über 6000 kcal/PS$_e$h heraufgerückt u Tenderlokomotive und Lokomotive mit Ten schärfer unterschieden; die 6000 kcal werd nur noch von den beiden großen Schnellz Verbundlokomotiven erreicht oder etwas unt schritten (Reihe 02 und 18).

Abb. 53 bringt, wiederum für den eff tiven Wärmeverbrauch, den Einfluß d Vorwärmers zum Ausdruck; sie gibt also Verbrauchszahlen, die mit dem Kesselwirkun

suchung über die günstigsten Dampftemperaturen und über den Einfluß der Füllung eingehend gewürdigt worden ist, nur

grad in Beziehung zu setzen sein würden. Unter dem günstig Einfluß des — vollkommen betriebstüchtigen, allerorts

dichteten — Vorwärmers sinkt jetzt auch die P 10 an der elgrenze mit 5600 kcal/PS$_e$h unter die 6000 kcal; die ren und besseren Lokomotiven gehen bei ziemlich schmalem raum auf 5300 bis 5100 kcal herab. Auch bei 80 km/h . 54) werden die 5550 kcal noch von fast allen guten motiven unterschritten, nur die 24 nähert sich den 6000, welche die P 10 jetzt schon wieder merklich empor- egen ist.

Der stark verflachend wirkende Übergang zur indizierten ung tritt auch in den Wärmeverbrauchskurven wieder or. Auf die Wärmeausnutzung im Lokomotivzylinder t bezogen und ab 0° gerechnet, werden nunmehr bei

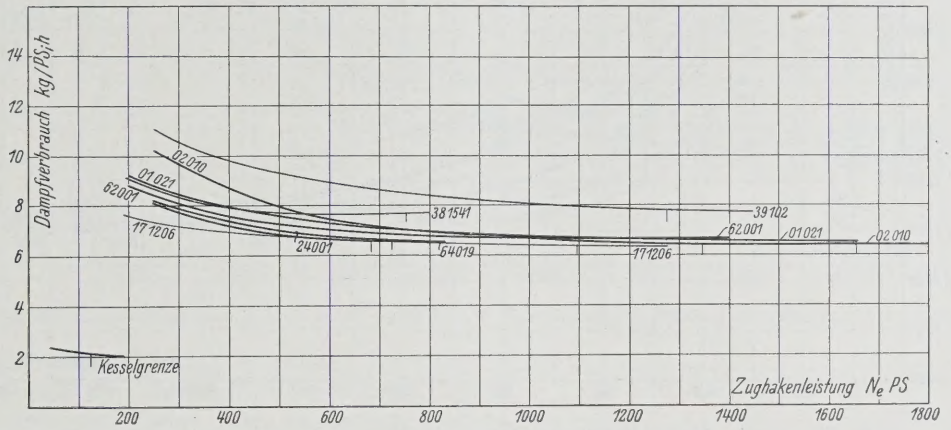



Abb. 50. Spez. indiz. Dampfverbrauch bei V = 80 km/h.

n/h (Abb. 55) 5000 kcal/PS$_e$h für mehrere Lokomotiven schritten; ein sehr günstiges Verhalten, das aber bei 10$_1$ (Reihe 17) wegen des schlechteren Kessels keine

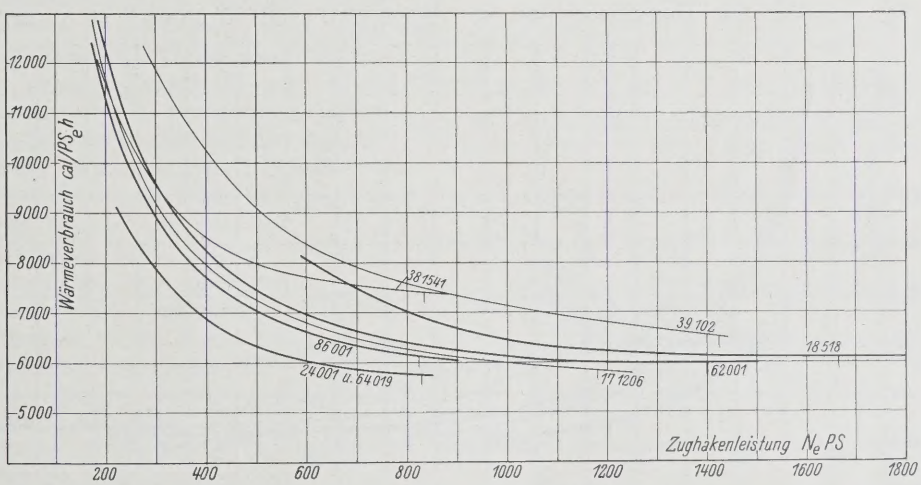



Abb. 51. Spez. effekt. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 60 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab 0° C.

ele in dem letzthin ausschlaggebenden Kohlenverbrauch . Für 80 km/h ist nach Abb. 56 die Lage der neueren notiven gleichmäßig für die größeren Leistungen auf das le Gebiet von 5000 bis 5150 kcal/PS$_i$h beschränkt; 10$^1$-Lokomotive liegt auch hier wieder mit 4800 noch ter, während die älteren Lokomotiven mit 5850 kcal-PS$_i$h 3,6 bis 17% ungünstiger liegen als die Einheitsloko- en.

ie Einbeziehung des Vorwärmers bringt, ähnlich wie eine erhebliche Senkung der Kurven mit sich. Sowohl km/h (Abb. 57), wie auch bei 80 km/h (Abb. 58) liegt der guten Lokomotiven mehr über 4500 kcal/PS$_i$h. Werte für 80 km/h liegen, dank dem meist günstigen ß der Geschwindigkeit, noch etwas unter denen für

60 km/h und erreichen bei der S 10$^1$-Lokomotive ein Minimum mit rund 4200 kcal/PS$_i$h. Unverhältnismäßig günstig wirkt sich der Vorwärmer bei der Reihe 39 bei 60 km/h aus; eine solche Verschiebung ist bei einer Lokomotive mit geringer Überhitzung wohl z. T. erklärlich, da bei ihr die im Vorwärmer zur Geltung kommende Verdampfungswärme für den Atmosphärendruck einen merklich größeren Anteil der gesamten Dampfwärme ausmacht, als bei Lokomotiven mit hoher Überhitzung.

### 16. Zwilling- und Verbundlokomotive.

In den achtziger und neunziger Jahren des vorigen Jahrhunderts war die Entwicklung der Verbundlokomotive bei den Preußischen Staatsbahnen vor allem durch v. Borries gefördert worden. Die Versuche, ihre Überlegenheit über die Zwillinglokomotive zahlenmäßig festzustellen, wurden häufig mit sonst nicht völlig vergleichsfähigen Lokomotiven unternommen und sind daher kaum in allen Fällen ganz schlüssig gewesen. Mit Lokomotiven, die bis auf die eigentliche Dampfmaschine völlig übereinstimmten, sich also auch im Gewicht nur verhältnismäßig unerheblich voneinander unterschieden, hat erst die Eisenbahndirektion Erfurt (Lochner) im Jahre 1893 vergleichende Versuchsfahrten veranstaltet, deren Ergebnisse sich auch in der „Eisenbahntechnik der Gegenwart", 1. Aufl. 1897, aufgeführt finden.

Hinsichtlich ihrer absoluten Größe (kg/PSh) sind diese Verbrauchszahlen zu klein, da die Zugwiderstände nach der sog. Erfurter Formel berechnet, also schon damals zu hoch in Ansatz gebracht wurden. Da indes dieser Fehler bei beiden Lokomotivgattungen auftrat, so waren die Verbrauchszahlen

in ihrem Verhältnis zueinander kaum mit Fehlern behaftet. Die Ersparnisse der Verbundlokomotive wuchsen mit der Geschwindigkeit; sie lagen beim Dampf im Bereich von 15 bis 18%, bei der Kohle von 14 bis 23%. Die Ansicht, daß die Verbundlokomotive in allen gebräuchlichen Arbeitslagen der Zwillinglokomotive wirtschaftlich überlegen ist, mußte sich daher zur Naßdampfzeit als eine allgemein unbezweifelte herausbilden.

Ersparnisfrage. Umgekehrt unterließ es aber auch Gar obgleich in Preußen die Verbundlokomotive der Naßdampf verlassen und durch die Heißdampfzwillinglokomo ersetzt wurde, seine dogmatische Ansicht, daß das Verbu prinzip beim Heißdampf nicht mehr lohnend sei, durch suche zu beweisen. Erst Strahl behandelte, aber z. T. theoretischen Voraussetzungen ausgehend, in seiner handlung „über den Dampfverbrauch und die zweckmäßig

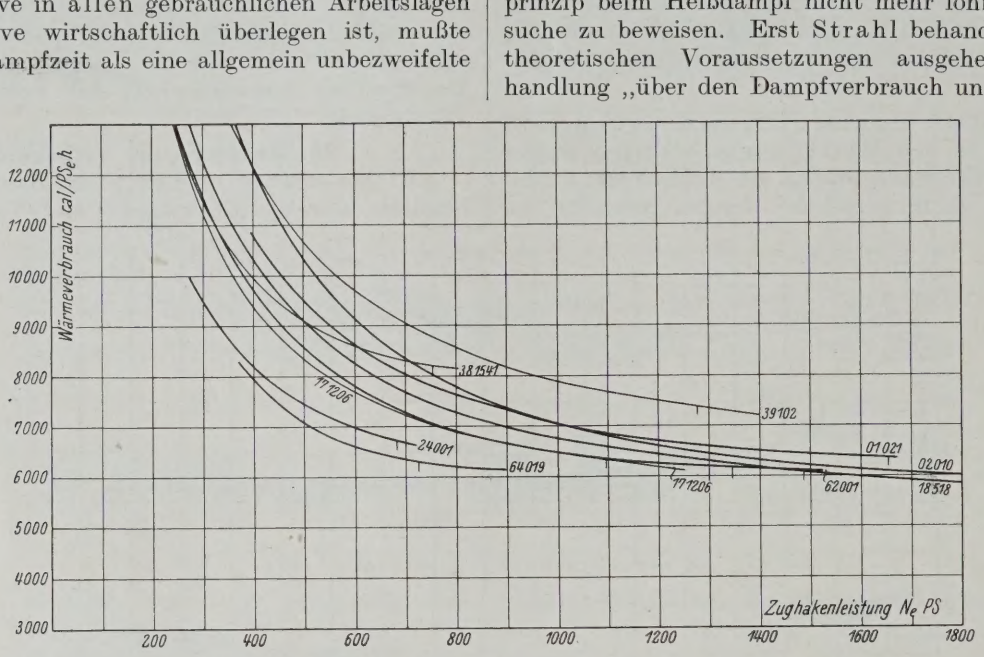



Abb. 52. Spez. effekt. Wärmeverbrauch in Dampf ab 0° C bei V = 80 km/h.

Da die wirtschaftliche Überlegenheit der Verbundlokomotive, nicht sowohl auf Seiten einer idealen Maschine liegt, die von der Frage Zwilling- oder Verbundanordnung gar nicht beeinflußt werden würde, als vielmehr auf den kleineren Verlusten der wirklichen Dampfmaschine in

Zylindergröße der Heißdampflokomotive“ 1916 die Frage Ersparnis durch die Verbundwirkung. Er erwartet so gr Ersparnisse wie bei Naßdampf nicht, und auch in sei nachgelassenen Werk über die Steuerung der Heißdam lokomotiven (1923) zweifelt er an der Erreichbarkeit höh

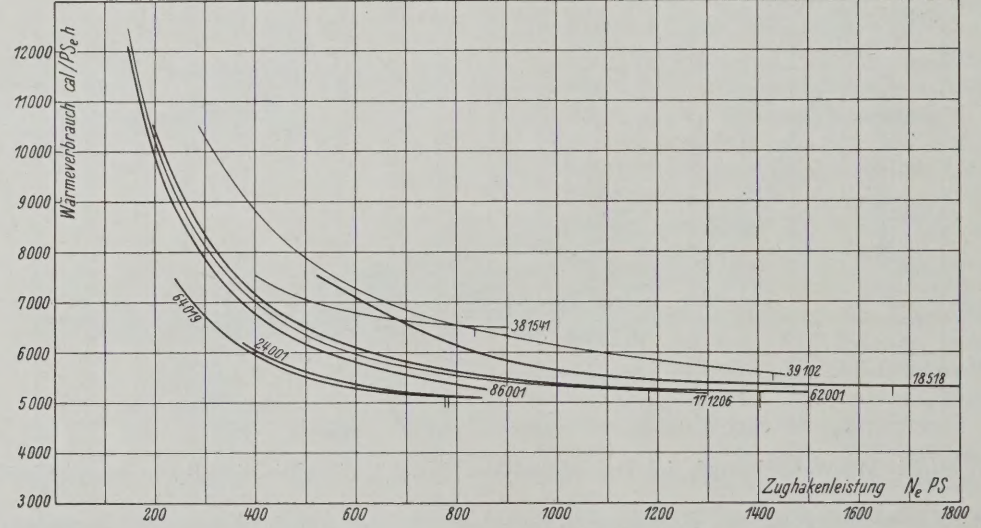



Abb. 53. Spez. effekt. Wärmeverbrauch in Dampf bei V = 60 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemper

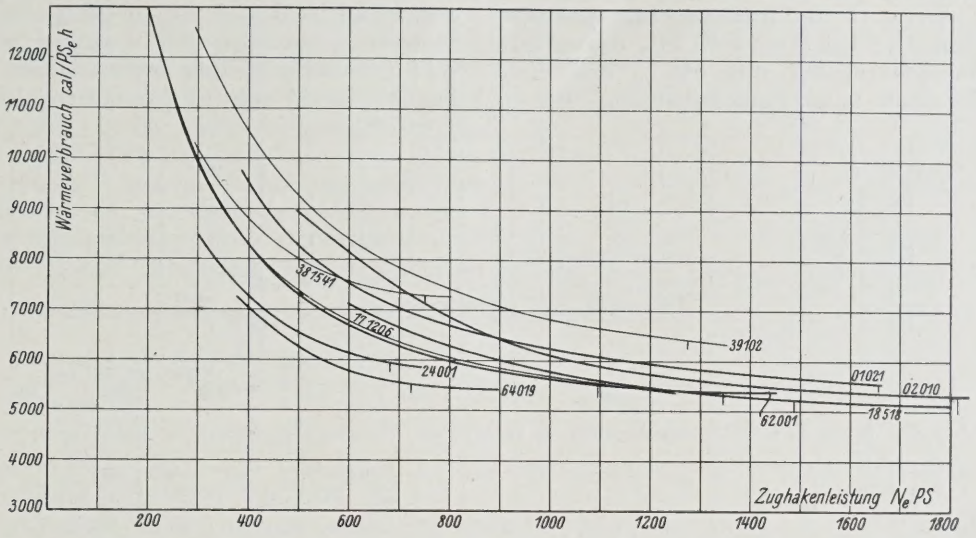
Verbundanordnung beruht, so waren beim Heißdampf mit seiner geringeren Neigung zu Verlusten von der Verbundwirkung auch nur geringere Vorteile zu erwarten. Garbe wollte von der Verbundwirkung beim Heißdampf überhaupt nichts wissen, und die Anwendung der Vierzylinderverbundbauart bei den süddeutschen Heißdampflokomotiven galt anderseits offenbar vielmehr der Beibehaltung dieser beliebten Bauform, als der Überzeugung gleich großer wirtschaftlicher Vorteile der Verbundwirkung auch bei Heißdampf.

Die süddeutschen Bahnen, machten bei dieser Stetigkeit ihrer Lokomotiventwicklung keine Versuche zur Klärung der

Ersparnisse als 7%. Leistungserhöhungen oder umgek Dampfersparnisse durch die Verbundwirkung erwartet St allerdings nach der zuerst genannten Abhandlung in je Falle. Bei kleinerer Geschwindigkeit sollen sie unter s gleichen Verhältnissen kleiner sein als bei großen Geschwi keiten, anderseits sollen große Kesselanstrengungen erhöl auf die Ersparnis wirken.

Einen Versuch, auf experimentellem Wege die immer offenstehende Frage der Überlegenheit der Verb maschine bei Heißdampf zu klären, stellte die vergleich Kohlenverbrauchsstatistik der P 10-Lokomotive (mit einfa

npfdehnung) gegenüber der sächsischen XX H.V.-Vierender-Verbundlokomotive dar, die von drei Heimatstationen je in gleichem Dienstplan vorwiegend schwere Schnellzüge eförderen hatten (1923/24). Da diese Lokomotivgattungen der Verbundlokomotive handelt, sondern daß bei kleineren Leistungen die Zwillinglokomotive die wirtschaftlichere ist (Abb. 59). Der Trennungspunkt zwischen der Überlegenheit der Verbund- und Zwilling-




54. Spez. effekt. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 80 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemperatur.

erhin nennenswerte Abweichungen in ihren Abungen aufweisen und das gegenseitige Verhalten den drei Standorten verschieden war, so kamen hier eindeutige Ergebnisse nicht zustande.

Versuchsfahrten mit wirklich vergleichsfähigen ling- und Verbundlokomotiven fanden bei der Reichs- zuerst 1926 mit den beiden Spielarten der neuen -Einheitslokomotive statt. Diese stimmen bis auf Zwei- bzw. Vierzylindertriebwerk und das durch eres gegebene, um etwa 2 t größere Gewicht völlig ein; und auch der Kesseldruck der Zwillingloko- ve war von den ursprünglichen 14 auf 16 at ufgesetzt worden, wie unter 9. bereits besprochen Die ersten Vergleichsfahrten fanden auf der Strecke rt—Eisenach noch vor Anwendung der Riggenbach- notiven statt. Wenn demnach auch der rrungszustand durch die Kürze der Strecke en heutigen Ansprüchen nicht genügte, aren doch anderseits bei dem gleichen plan die erhaltenen Werte mindestens v vergleichbar. Damals wurde noch der pfverbrauch nur gewichtsmäßig festgestellt; erzielten hohen Heißdampftemperaturen rd. 400° bei großen Leistungen wurden Anlaß, zur schärferen Betrachtung der newirtschaft künftig den gewichtsmäßigen pfverbrauch stets noch in kcal/PSh umhnen.

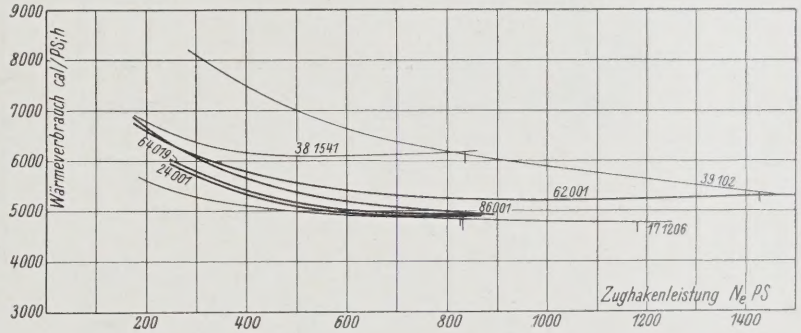



Abb. 55. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 60 km/h und ab 0° C.

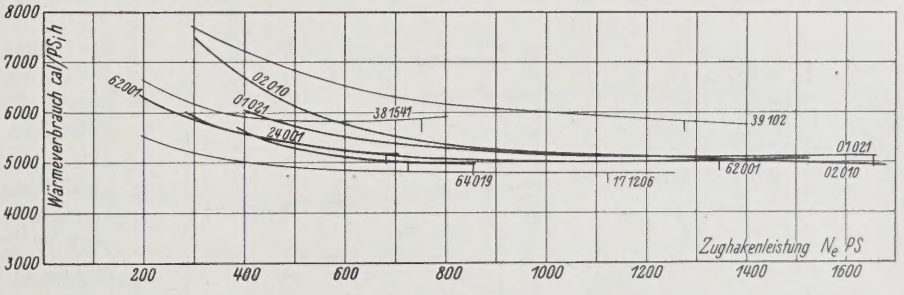



Abb. 56. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 80 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab 0° C.

Der gewichtsmäßige Dampfverbrauch der beiden hinen gab aber insofern bereits ein zutreffendes als die Schieberkastentemperaturen, auf gleiche akenleistungen bezogen, nicht übermäßig weit nander lagen. Bei etwa 1100 $PS_e$ waren die berkastentemperaturen sogar praktisch gleich, lag bei kleineren und größeren Leistungen die ndlokomotive bis zu 10° höher. Die Unterschiede Wärmeinhalt des Dampfes erreichen deshalb stenfalls 1%, so daß ein annähernder Vergleich wohl als zulässig erscheint.

Das überraschende Ergebnis war, daß es beim Heißdampf überhaupt nicht mehr eine durchweg vorhandene Überlegenheit

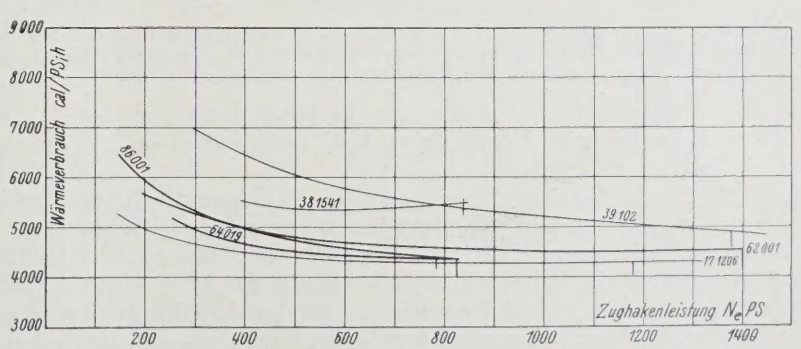



Abb. 57. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf bei V = 60 km/h einschließlich Speisepumpendampf und ab Vorwärmertemperatur.

lokomotive zeigt sich hier bei 1025 $PS_e$, also bei mehr als der halben höchsten Zughakenleistung der Maschine; er liegt deshalb recht sicher, weil zwischen 1000 und 1200 $PS_e$ die Schieberkastendrücke und Wämeinhalte des Dampfes sich fast genau decken. Auch in der günstigsten Arbeitslage der Verbundlokomotive bei etwa 1500 $PS_e$ betrug ihre Überlegenheit im Dampfverbrauch nur 5½,% und diese Zahl würde sich thermisch unter Berücksichtigung der ein

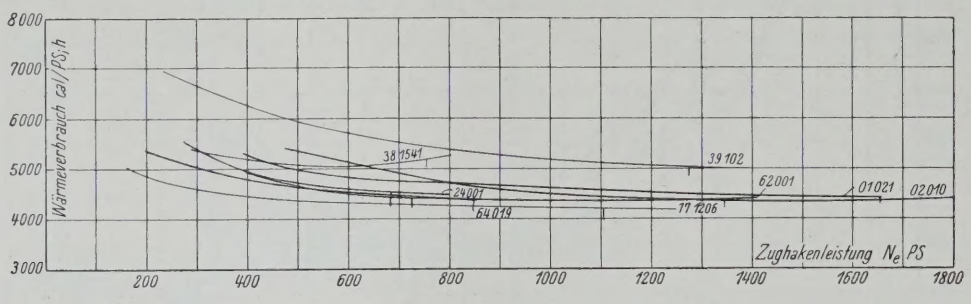



Abb. 58. Spez. ind. Wärmeverbrauch im Dampf ab Vorwärmertemperatur bei V = 80 km/h.

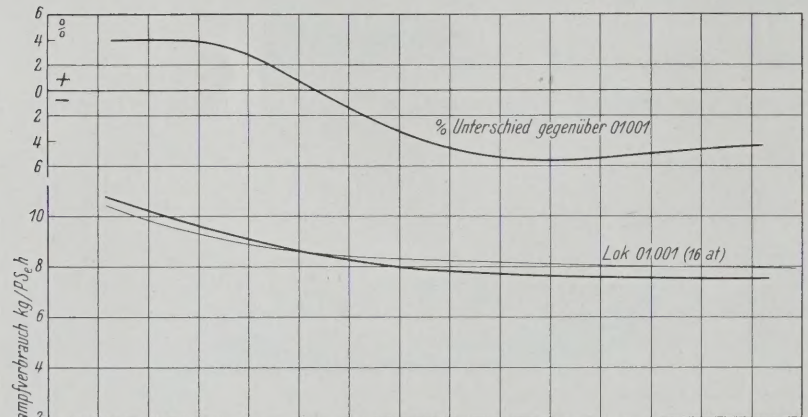



Abb. 59. Spez. eff. Dampfverbrauch der Lokomotive 02002 (Verbund) im Vergleich zum Verbrauch der Lokomotive 01001 (Zwilling).

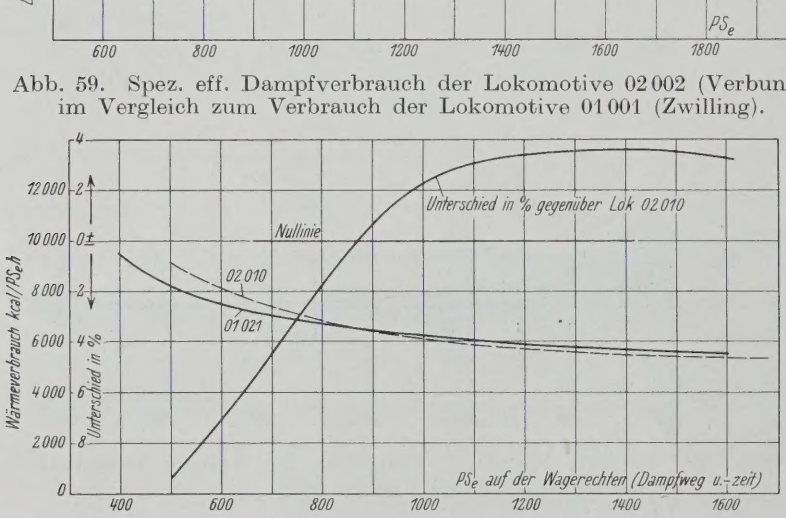



Abb. 60. Wärmeverbrauch (im Dampf) ab Vorwärmertemperatur für 1 PSeh — einschl. Wasserpumpe — bei V = 80 km/h für Vierzylinder-Verbundlokomotive (02010) und Zwillingslokomotive (01021).

wenig größeren Dampfwärme der Verbundlokomotive bei dieser Leistung beim Übergang zu kcal noch um etwa 1% erniedrigen.

Da nun im Betriebe die leistungsfähigen Lokomotiven auf günstigen Strecken und vor nicht besonders schweren Zügen meist nur mit einem Teil ihrer Höchstleistung beansprucht werden, so hat die Verbundlokomotive häufig gar keine Möglichkeit, in dem Gebiet ihrer wirtschaftlichen Überlegenheit zu arbeiten. Dieses Verhalten wurde denn auch bei weiteren vergleichenden Fahrten mit schweren Versuchs-Schnellzügen von etwa 600 t Zuglast auf der Strecke Berlin—Halle nachgewiesen, wo sowohl im Dampf- wie im Kohlenverbrauch, Zwillinglokomotive bei Geschwindigkeiten unter 90 km/h sparsamere blieb.

Nachdem es seit dem Spätherbst 1927 möglich gewor war, wirkliche Beharrungsfahrten unter Verwendung ei Schnellzuglokomotive mit Gegendruckbremse auch hohe Geschwindigkeiten durchzuführen, wurden 1927/28 2 C 1-Einheits-Verbundlokomotive, allerdings mit dem La

rohrkessel von 9 m² (= 4%) größerer Heizfläche im Frühjahr 1928 eine Einheits-Zwillinglokomo auf der Strecke Berlin—Magdeburg mit 80 km/h erneu Versuchen unterzogen. Nur bei den großen Leistun mußten außer der Bremslokomotive noch D-Zugwa in den Versuchszug eingestellt werden.

Die Ergebnisse dieser Fahrten wurden also nunm in kcal/$PS_e$h umgerechnet (Abb. 60). Wie die Abbild zeigt, ist unterhalb 875 $PS_e$ am Zughaken in der Wa rechten die Zwillinglokomotive sparsamer, und z erreicht ihre wirtschaftliche Überlegenheit bei 500 9%; über 875 $PS_e$ (etwa halbe Höchstleistung) ist Verbundlokomotive sparsamer. Ihre Ersparnisku für die höheren Leistungen bildet einen langen flac Scheitel mit 3,6% höchster Ersparnis. Die bei Kessel liefern zwar hinsichtlich der Temperatur et verschiedenen Dampf, indem die Überhitzung b Langrohrkessel etwas tiefer liegt, jedoch ist di Umstand von keiner wesentlichen Bedeutung, da eine Umrechnung auf den Wärmeinhalt des Dam bereits stattgefunden hat. Zieht man die Kohlen s des Dampfes in Betracht, so verschiebt sich bei di Versuchen die Ersparniskurve dadurch, daß der Langr kessel der Verbundlokomotive einen besseren Wirku grad hat. Die Überlegenheit der Verbundlokomotive ginnt dann schon bei 770 $PS_e$ und steigt im stä gewölbten Scheitel auf 7%; die „Unterlegenheit" anderseits auf 9% erst bei etwa 220 $PS_e$. Dieser V von 7% ist aber nicht vergleichsfähig, da er eben einem abweichenden Kessel erreicht wurde.

Auch der genauere Vergleich ergibt also die Tatsa daß die Verbundlokomotive erst im Gebiet der höh Leistungen wärmewirtschaftlich überlegen, bei kle Leistungen aber unterlegen ist und daß daher die Ei schaft der Verbundwirkung, bei Naßdampf immer, w auch in verschiedenem Grade überlegen zu sein, Heißdampf nicht einmal grundsätzlich mehr zutrifft.

Wenn man versucht, sich dieses eigenartige Verhalten Verbundlokomotive klarzumachen, so greift man zweckm auf das I-S-Diagramm zurück. Abb. 61 zeigt das I-S-Diagra der Zwillinglokomotive für verschiedene Leistungen 80 km/h. Das bei kleiner Leistung hat ein nutzbares Wä gefälle von rd. 100 kcal. Mit zunehmender Leistung steigt Wärmewert des Dampfes im Schieberkasten, aber er zieht den Dampf im Blasrohr in seinem Wärmezustand mit sic die Höhe. Nimmt man dagegen gleichartige Diagramme Verbundlokomotiven, so in Abb. 62, das der Reihe 02 un

. 63, das der bayerischen S 3/6, so erkennt man, daß auch bei kleinen Leistungen das Wärmegefälle nicht größer twa 100 kcal ist, daß dann aber bei zunehmender Leistung Dampfzustand im Blasrohr nicht in dem Maße hochwertiger , wie bei der Zwillinglokomotive, daß das Wärmegefälle mit zunehmender Leistung wächst. Die Verlustquellen Zylinderblocks aus Hoch- und Niederdruckzylinder offenbar bei kleinen Leistungen, also einer geringeren ndlichen Dampfmenge, bei der Verbundlokomotive größer ür den einfachen Zylinder der Zwillinglokomotive. Bildet anderseits noch den aus dem in Wärme ungerechneten izierten" Dampfverbrauch und dem theoretischen adiaschen Gefälle den thermodynamischen Wirkungsgrad, so t sich dieser für die Verbundlokomotive 02 zu 71% heraus;

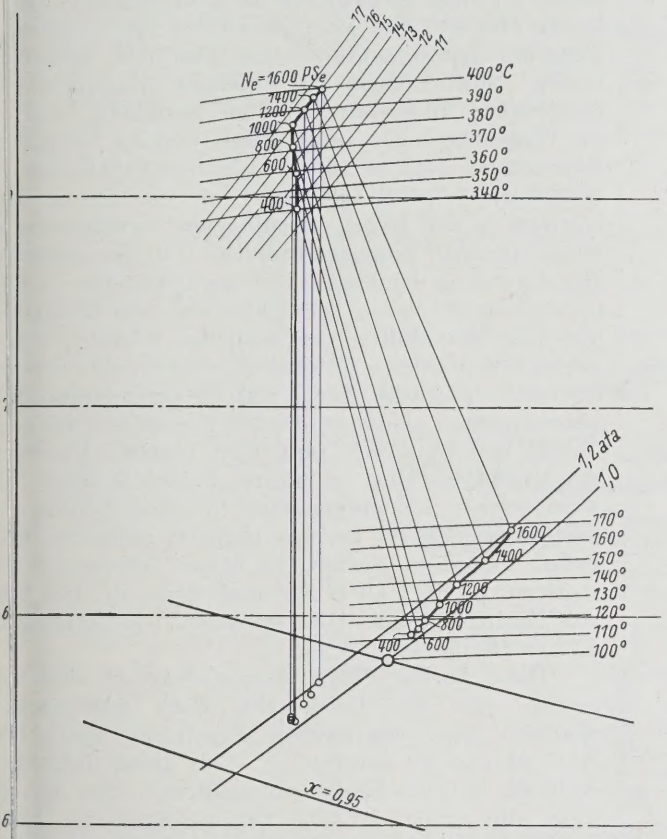



Abb. 61. Lokomotive 01021 bei V = 80 km/h (n = 3,54).

nige der 01 zu 68%. Das ergibt eine Ersparnis der Verllokomotive von 3%, in leidlicher Übereinstimmung mit ben erörterten Ersparniskurve aus den Beharrungsfahrten. ntlich müßte die Differenz, da es sich um indizierte te handelt, zum Ausgleich des ungünstigeren mechanischen kungsgrades der vierzylindrigen Verbundmaschine etwas er sein.

Selbst im idealen Beharrungszustand sind also Ersparnisse Verbundlokomotive bei Dampf von 16 at und hoher Überng nur bei den größeren Zughakenleistungen mit etwas 3% vorhanden. Kleine Verschiebungen dieser Zahl bei ren Lokomotiven sind natürlich denkbar.

Da nun die möglichen Ersparniszahlen durch die bei der ling- und Verbundlokomotive gleichbleibende Anheizkohle gl. betriebsmäßig abgeschwächt werden, die Lokomotive rhin vor leichteren Zügen und auf günstigen Strecken mit Zughakenleistungen öfters unter der kritischen Leistung Vorzeichenwechsel bleiben wird, so stehen die Ergebnisse Betriebsstatistik, wonach die Zwillinglokomotive wirtftlich vielfach sogar überlegen ist, in voller Deckung mit den bnissen der eingehenden wissenschaftlichen Lokomotivrsuchung. Wenn also nicht Gründe des ruhigeren Laufes oder der bequemeren Beherrschbarkeit der Zapfendrücke oder das etwas bessere Tangentialdruckdiagramm bei hohen Geschwindigkeiten*) für die Vierzylinder-Verbundlokomotive sprechen, kann man sagen, daß aus wärmewirtschaftlichen Gründen ein Zwang zur Verbundlokomotive nicht

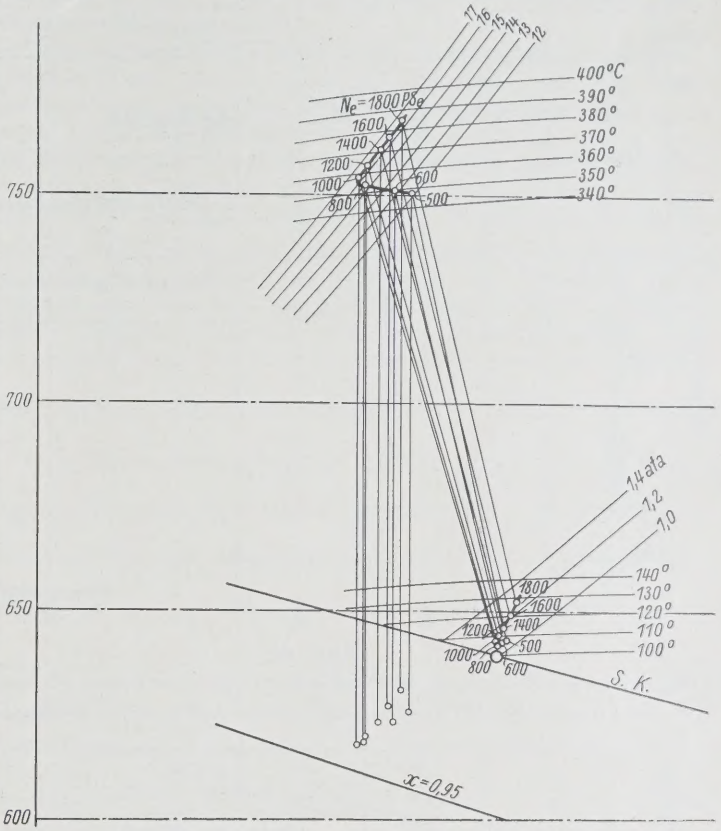



Abb. 62. Lokomotive 02010 bei V = 90 km/h (n = 3,54).

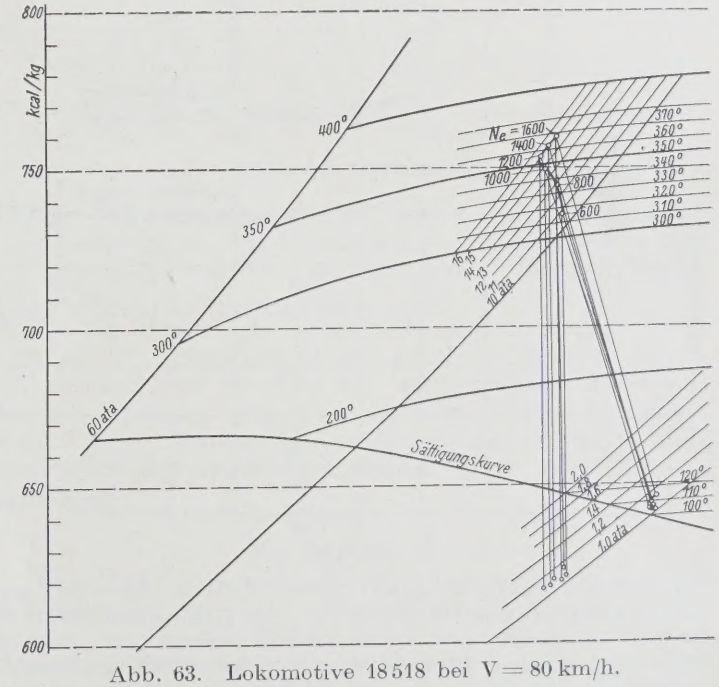



Abb. 63. Lokomotive 18518 bei V = 80 km/h.

vorliegt, da diese ihre bescheidenen Ersparnisse nur gelegentlich vor schweren, schnellen Zügen und auf Steigungen wirklich entfalten kann.

*) Glasers Annalen 1928, Band 103, S. 143.

Bei einer der neuesten Versuchsreihen hat sich die ältere 2 C-Vierzylinder-Verbundlokomotive (S $10_1$) als sehr sparsam hinsichtlich des Wärmeverbrauchs im Dampf herausgestellt; sie ist an anderer Stelle dieser Abhandlung mehrfach erwähnt.

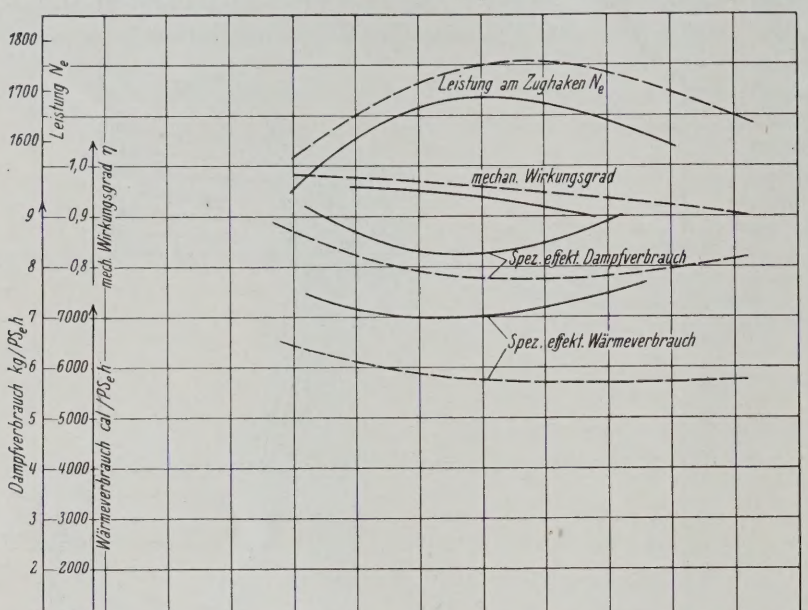



Abb. 64.
Vergleich zwischen Zwilling und Drilling G-Lokomotive an der Kesselgrenze.
– – – Lokomotive 43 001 (Zwilling). —— Lokomotive 44 004 (Drilling).

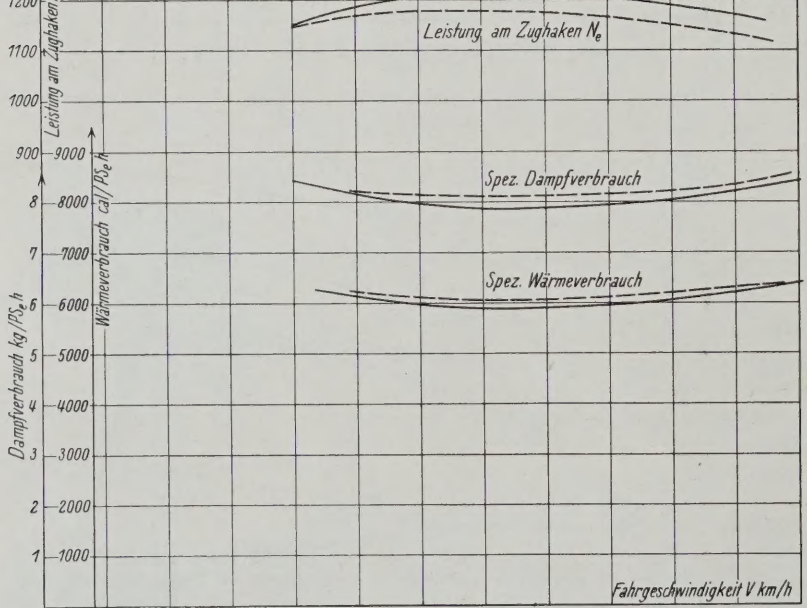



Abb. 65.
Vergleich zwischen Zwilling und Drilling G-Lokomotive an der Kesselgrenze.
– – – Lokomotive 56 113 (Drilling). —— Lokomotive 56 2209 (Zwilling).

Die dreizylindrige S $10_2$ entspricht ihr hinsichtlich der Kesselverhältnisse nicht ganz genau; sie muß auch erst noch genaueren Versuchen unterworfen werden. Immerhin wird sich dann als Ergänzung noch ein weiteres annäherndes Bild des Verhältnisses zwischen einfacher Dampfdehnung und Verbundwirkung ergeben, wenn auch nicht zwischen Zwilling- und Vierzylinderverbundlokomotive.

Auch die noch bevorstehende Untersuchung der Einheit lokomotiven bei 60 und 100 km/h wird noch weiteres Materi für unsere Frage liefern. An dem Bild der jedenfalls n bedingten und auch dann nur bescheidenen Überlegenheit d Verbundmaschine in thermischer Beziehung werde freilich nach allem Angeführten diese Versuche kau etwas ändern.

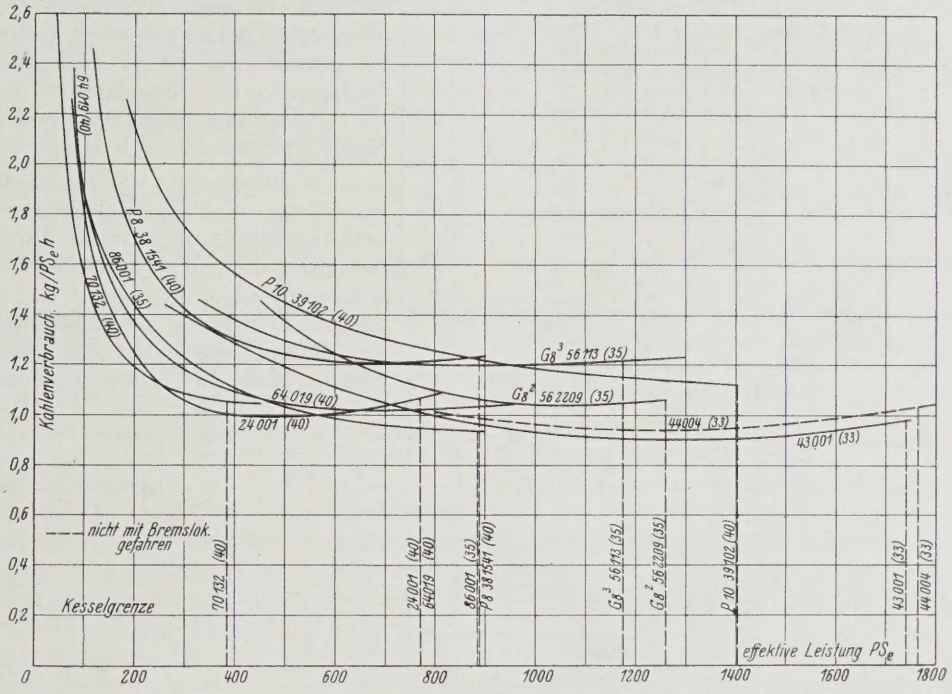
### 17. Zwei- und Dreizylinderlokomotiven mit einfacher Dampfdehnung.

In der neueren englischen und amerikanisch Literatur der letzten Jahre findet sich mehrfach d Vergleich zwischen Zwei- und Dreizylinderlokomotiv behandelt. Hierbei schneidet die Dreizylinderlokomoti besser ab; als ihre Vorzüge werden das gleichmäßi Tangentialdruckdiagramm und also das bessere A fahren, sowie öfters der kleinere Dampfverbrau bezeichnet. In dieser letzteren Beziehung sind ab die Vergleiche nicht einwandfrei, weil die Dreizylinde lokomotiven zwar unter den gleichen Fahrbedingung untersucht worden sind, aber als die neueren Lok motiven in der Regel ohnehin eine vorteilhaftere u etwas stärkere Gattung darstellen. Für eine zutreffen Beantwortung der Frage, ob eine Lokomotive mit ei facher Dampfdehnung besser als Zwei- oder Dreizylinde maschine auszuführen sei, muß das relative Verhalt zweier Lokomotiven festgestellt werden, die sich wir lich nur durch die Zwei- und Dreizylinderausführu unterscheiden, also den gleichen Kessel und das gleic Trieb- und Laufwerk (mit dem einzigen Unterschi der Dampfmaschine im engeren Sinne) besitzen. Üb zwei solcher Lokomotivpaare (je eine Zwilling- u Drillinglokomotive) verfügt nun die Deutsche Reich bahn, einmal in Gestalt der etwas älteren 1 D-Lok motiven (G $8^2$ und G $8^3$) und dann in den beid Ausführungsvarianten der schweren 1 E-Güterzuglok motive (Reihe 43 und 44).

Diese beiden Vergleichsmöglichkeiten sind natu gemäß von der Reichsbahn auch wahrgenomm worden. Ihre wesentlichen Ergebnisse sind in d Abb. 64 und 65 dargestellt. Von diesen bezieht si Abb. 64 auf die Einheitslokomotive. Hier ist all dings die zuerst gebaute Drillinglokomotive bis a wenige Fahrten noch vor Zügen, also nicht mit d Riggenbachlokomotive, gefahren worden, wenn au mit verhältnismäßig kleiner Geschwindigkeit auf ei genügend langen Steigung, um dem Beharrungszusta schon einigermaßen nahe zu kommen. Die Zwillin lokomotive wurde bereits mit der Riggenbachbren gefahren, doch auf der gleichen Steigungsstrecke u noch nicht mit so gleichmäßiger Geschwindigkeit u Zugkraft, wie sie jetzt in Fortentwicklung der V suchsmethode auf der ebenen Magdeburger Strec stets durchgeführt wird. Da es sich nun bei d Vergleich so außerordentlich ähnlicher Maschinen n um einige Prozente Abweichung handeln wird, so w bei den kleinen Abweichungen in der Versuchsmetho kein zu scharfer Maßstab an die Kurven gelegt werd dürfen, wenn auch die relative Lage an sich als richtig erachten ist. Nur die Wirkungsgradkurve, weil jew aus zusammengehörigen Augenblickswerten des $N_e$ und entnommen sind der Versuchsmethodik nicht unterworfen, we nur z. Z. des Diagrammnehmens mit konstanter Geschwind keit gefahren wurde. Da das der Fall ist, sind also die Wirkun gradkurven das genaueste Kurvenpaar. In allen Beziehung ist nun nach Abb. 64 die Zwillinglokomotive die besse Der Vorsprung in der Zughakenleistung bei gleicher Kess

engung setzt sich zusammen aus dem besseren mecha-
en Wirkungsgrad und dem kleineren effektiven Dampf-
auch. Der letztere nimmt insofern nicht weiter wunder,
e Wärmeverluste über die Zylinderwandungen (Wärme-
e an den Auspuffdampf, Strahlung nach außen), sowie
ge Lässigkeitsverluste durch kleine Undichtigkeiten der
n, Schieber und Stopfbuchsen bei der Drillinglokomotive
ihrer größeren Gesamtoberfläche und ihrem größeren
ntkolbenumfang naturgemäß etwas größer sind. Auch
berlegenheit der Zwillinglokomotive im mechanischen
ngsgrad ist erklärlich, da die Zahl der reibenden Stellen
ehrt ist, ohne die Reibung einzelner Elementenpaare zu
ndern (gleiche Kolbenstangenstopfbuchsen, gleiche
nschieber aus Gründen der Typisierung). Auch treten
leichen Triebwerkskräften die Kreuzkopfreibung wegen
kürzeren Innentreibstange und die Zapfenreibung des
lzylinders stärker hervor, da der Zapfen hier nicht ledig-
ls Treibzapfen, sondern als Mittelstück der Achse be-
der Leistungskurven größer als der der Dampfverbrauchs-
kurven, so daß daraus mittelbar der etwas schlechtere mecha-
nische Wirkungsgrad der Dreizylinderlokomotive erschlossen
werden kann. Sind auch die Unterschiede hier nicht sehr groß,
so ist doch die Überlegenheit der Zwillinglokomotive gleichfalls,
und zwar diesmal durch die genauere Versuchsmethode, ein-
wandfrei festgestellt.

Zusammenschließend muß man sagen, daß bei sonst völlig vergleichbaren Lokomotiven die einfachere und billigere Zwillinglokomotive die vorteilhaftere Ausführung ist, solange nicht etwa besonders große Triebwerkskräfte die Dreizylinderausführung geboten erscheinen lassen oder auf die etwa 6% größere Zugkraft entscheidender Wert gelegt wird. Da aber das Tangentialdruckdiagramm am stärksten auf Steilrampen außerhalb der Bahnhöfe beansprucht wird, wo man für gute Reibung durch Sandstreuen sorgen kann, und anderseits das einfache Zweizylindertriebwerk,




bb. 66. Kohlenverbrauch pro $PS_e$ und h in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei Geschwindigkeiten bis 40 km/h.

n werden muß. In Glasers Annalen 1928 (S. 143) habe
ndererseits den Nachweis geführt, daß bei kleinen Ge-
ndigkeiten und gleicher Höchstreibung zwischen Rad und
ne das Tangentialdruckdiagramm der Drillinglokomotive
wa 8% besser liegt, als das der Zwillinglokomotive. Auf
ughaken bezogen muß aber diese Überlegenheit um etwa
ermindert werden, um die der mechanische Wirkungsgrad
reizylinderlokomotive schlechter liegt. (Beide Wirkungs-
urven liegen zwar, wie früher erörtert, etwas zu hoch,
ie sind doch bei gleicher Drehzahl gewonnen worden, so
las gegenseitige Verhalten seinen richtigen Ausdruck
.)

bb. 65 zeigt das gegenseitige Verhalten der G $8^2$ und
okomotive, die beide nachträglich unter Belastung mit
ggenbach-Bremslokomotive gefahren worden sind. Leider
ier aus Zufallsgründen etwas verschiedene Wirkungsgrad-
n ermittelt, nämlich von der einen Lokomotive bei
er Geschwindigkeit (35 km/h) und wechselnder Be-
g, bei der anderen an der Kesselgrenze und wechselnder
windigkeit. Die Leistungs- und Verbrauchskurven für
esselgrenze sind indes in beiden Fällen vorhanden. Auch
st die Zwillinglokomotive im Verbrauch unterlegen,
ger, in der Leistung überlegen, und der Relativabstand
wie die Einheitslokomotive zeigt, noch bei 720 mm Zylinderdurchmesser in der Umgrenzungslinie unterzubringen ist und sich als erfolgreich erwiesen hat, so wird die in Beschaffung und Unterhaltung teuere Drillinglokomotive auf ein sehr kleines Gebiet zurückgedrängt. Von einer grundsätzlichen Überlegenheit der Dreizylindermaschine kann nach dieser Untersuchung also nicht die Rede sein, und der Grund, daß dahingehende Ansichten auftauchen konnten, besteht ohne allen Zweifel in der nicht genügenden Aufmerksamkeit auf wirklich vergleichsfähige Versuchsbedingungen.

## V. Die Lokomotive als Ganzes.

### 18. Der Kohlenverbrauch.

Während bisher zwischen dem Kessel, dem Dampf als Arbeitsträger und der Lokomotivmaschine unterschieden worden war, um den Einfluß dieser drei wichtigen Faktoren möglichst genau herauszuarbeiten, handelt es sich im folgenden darum, die Lokomotive als Ganzes zu betrachten. Diese Betrachtung soll sich einmal erstrecken auf das thermische Verhalten, das nunmehr als Verbindung zwischen Kessel und Maschine durch den Kohlenverbrauch gegeben ist. Weiter soll der sog. thermische Gesamtgütegrad der Lokomotive noch einer kurzen Betrachtung unterworfen werden. Und

endlich gibt der Schlußabschnitt, als eine für den Betrieb besonders wichtige Untersuchung, darüber Aufschluß, wie die Lokomotivleistung und Zugkraft sich als Funktion der Geschwindigkeit unter der Voraussetzung verhalten, daß der Kessel die größte, in der Regel von ihm zu fordernde Dampfmenge liefert.

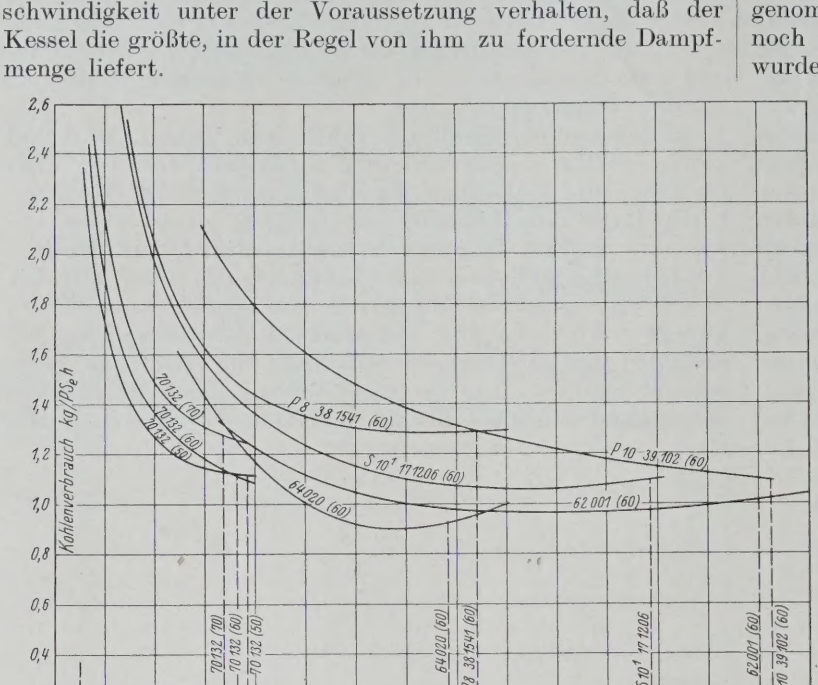



Abb. 67. Kohlenverbrauch pro $PS_e$ und h in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei Geschwindigkeiten von 50 — 70 km/h.

und die Kesselgrenze wieder besonders gekennzeichnet Auch die Kurven für die beiden Spielarten der schwe Einheits-Güterzuglokomotive für 33 km/h sind mit genommen, von denen die Dreizylinderlokomotive, wie erwä noch nicht mit einer Riggenbach-Bremslokomotive gefah wurde. Ihre Kurve ist deshalb auch nur punktiert gezeich erscheint aber doch angesichts der langsamen Fa auf einer längeren Steilrampe noch enigermaßen gleichsfähig.

Die Kurven zeigen zum größeren Teil die Eigensch ein Verbrauchsminimum unterhalb der Kesselgrenz haben. Diese Scheitellage ist aus dem gleichen Gru angenehm, der schon beim Wärmeverbrauch über Füllung erörtert wurde. Das Kurvenblatt erinnert fe dadurch an die Behandlung des Themas Zwei- Dreizylinderlokomotiven, daß auch hier die Z zylinderlokomotive als günstigere hervortritt. Parallelismus zwischen Wärme- und Kohlenverbr ist auch trotz des Dazutretens des Kesselwirkungsgr in mancher Beziehung nicht gestört. So hatten wir festgestellt, daß die P 10-Lokomotive ihre günst Füllung an der Kesselgrenze noch nicht erreicht Hier findet sich dazu die Paralelle, daß die Kurve Kohlenverbrauchs noch immer im Fallen begriffen

Im übrigen ist die gegenseitige Lage der Ku wegen der nichtübereinstimmenden Lage des Ke wirkungsgrades nicht mehr durchweg die gleiche; enthalten diese Kurvenbündel letzten Endes jenen sicherheitsfaktor in Gestalt des Heizwertes, der be bei der Erörterung des Kesselwirkungsgrades ausdr lich Erwähnung fand. Als Gesamtergebnis ist fe stellen, daß die guten Lokomotiven Bestwerte

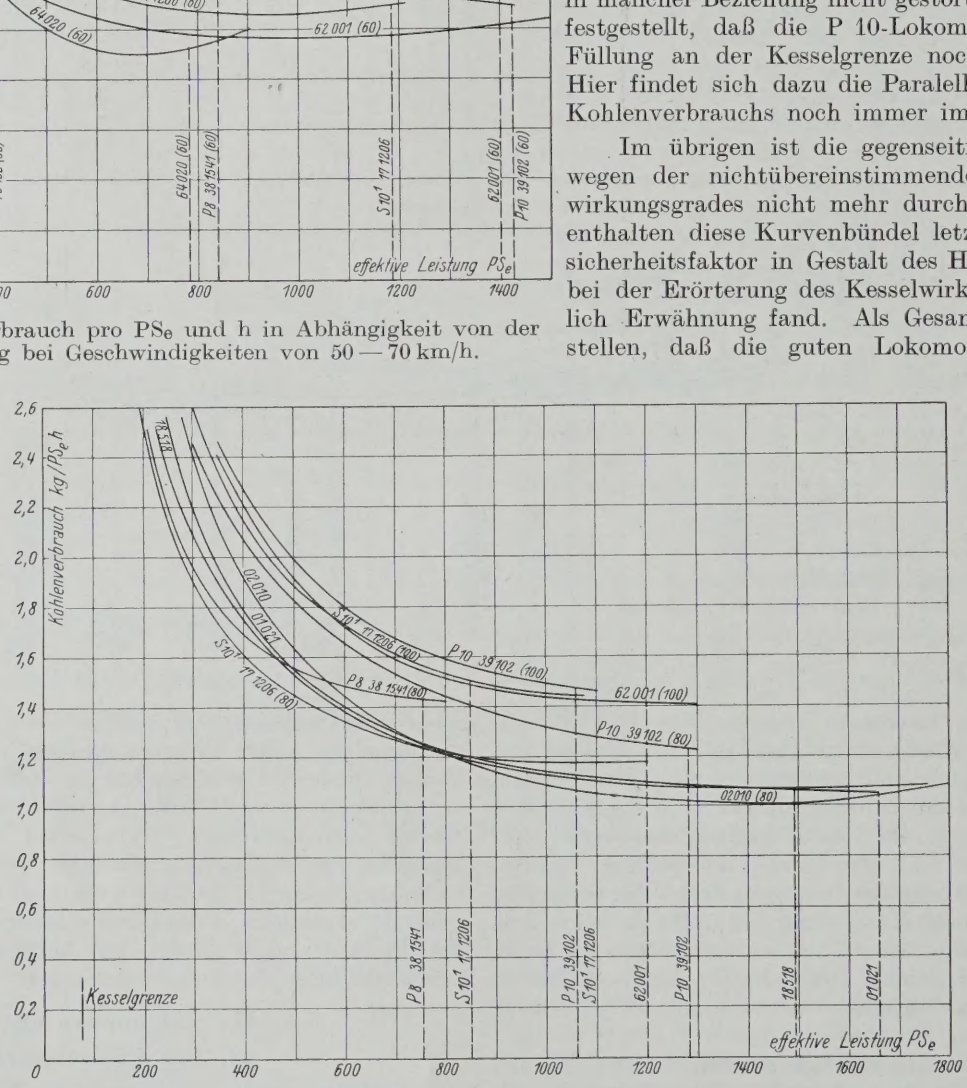



Abb. 68. Kohlenverbrauch pro $PS_e$h in Abhängigkeit von der effekt. Leistung bei 80 und 100 km/h Geschwindigkeit.

Wir beginnen mit der Behandlung des Kohlenverbrauchs, der in den folgenden Abbildungen in ähnlicher Gruppierung wie vorher der Dampf- und Wärmeverbrauch zur Erscheinung kommt.

Abb. 66 bringt zunächst die mit 40 km/h und benachbarten Geschwindigkeiten gefahrenen Lokomotiven, wobei der Kohlenverbrauch als kg/$PS_e$h über der Zughakenleistung aufgetragen

spezifischen Kohlenverbrauchs von 1 kg/$PS_e$h bis her zu 0,9 kg nicht nur erreichen, sondern noch etwas u schreiten und zwar unter Umrechnung auf eine „Nc kohle“ von 7000 kcal/kg unterem Heizwert. Denkt ma westfälische Kohle verfeuert, deren Heizwert meist erh über 7000 liegt, so sind die günstigsten Werte bis zu rei 10% niedriger, so daß bei guter Auslastung der Lokom

gewichtsmäßige Verbrauch noch unter 0,9 kg/PS$_e$h bsinkt.

Abb. 67 gilt für Geschwindigkeiten von 50 bis 70 km/h, iegend indes für 60 km/h. Die Kurven sind wieder ohne ere Erklärung verständlich. Die verhältnismäßig kleine 1-Lokomotive der Baureihe 64 ist mit nur 0,9 kg/PS$_e$h ogen auf Kohle von Hu = 7000) Siegerin; auch die ere Personenzug-Tenderlokomotive der Baureihe 62 sinkt r 1 kg/PS$_e$h. Das gute Verhalten der S 10$^1$-Lokomotive (Abb. 69) bei 60 km/h sogar auf 0,76 kg/PS$_i$h (Abb. 70) herab; wiederum trägt hier die Baureihe 64 den Preis davon. Weil der mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmende Wirkungsgrad beim indizierten Verbrauch ausgeschaltet ist, bleiben auch die indizierten Verbrauchswerte bei 80 km/h Geschwindigkeit (Abb. 71) in ähnlicher Lage wie bei 60 km/h; die Schnellzuglokomotiven liegen auch jetzt wieder nicht allzu weit auseinander. Den niedrigsten Wert mit 0,8 kg/PS$_i$h hat wieder die Einheits-Schnellzug Verbundlokomotive mit

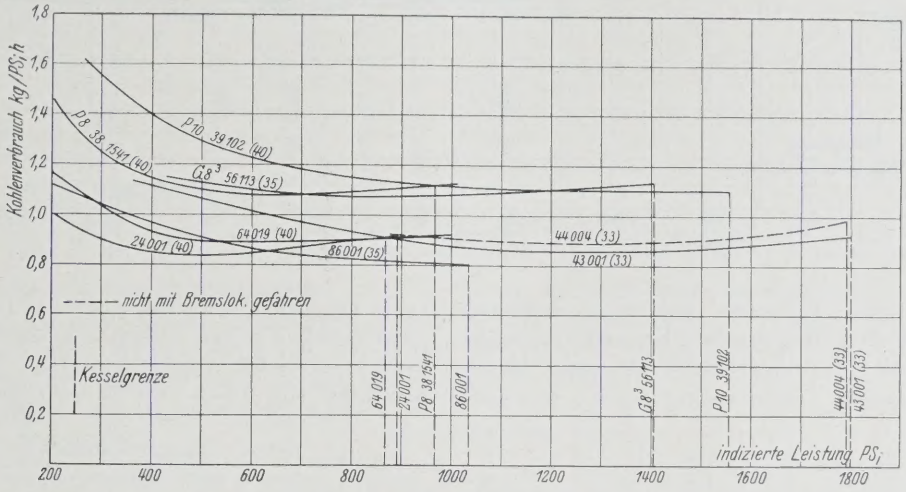



Abb. 69. Kohlenverbrauch pro PS$_i$ und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei Geschwindigkeiten bis 40 km/h.

der Dampfseite wird durch ihren schlechteren Kessel- ungsgrad hier aufgehoben; sie vermag 1 kg/PS$_e$h nicht zu erreichen, sondern bleibt auf 1,06 kg liegen. Auch wieder ist das eigenartige Verhalten der P 10-Lokomotive ustellen, noch an der Kesselgrenze im Verbrauch zu ı; in der kleinen Lokalbahnlokomotive der Baureihe 70 t sie allerdings eine Gefährtin.

Abb. 68 zeigt die bei 80 und 100 km/h untersuchten motiven, wobei die mit dem Langrohrkessel ausgerüstete motive 02010 mit 1,05 kg/PS$_e$h den tiefsten Wert ht. Im übrigen liegen die neueren Schnellzuglokomotiven t der bayerischen S 3/6 und der älteren S 10$^1$-Loko- ve in einem eigenartigen Kurvenbündel zu- nen, das bei 775 PS$_e$ und einem Verbrauchs- von 1,23 kg/PS$_e$h einen Verschlingungspunkt hat. Verbrauchskurven der Einheitslokomotiven für km/h liegt nur die Reihe 62 vor, die sehr nahe der S 10$^1$-Lokomotive zusammenfällt und an der elgrenze etwa 1,41 kg/PS$_e$h erreicht. Da es sich um die effektiven Verbrauchszahlen handelt, ist hohe Zahl verständlich, da die Lokomotive, infolge des vorwiegend von ihr aufgenommenen widerstandes, eine wesentlich größere Eigenleistung raucht als bei den kleineren Geschwindigkeiten.

Die bisher aufgeführten Verbrauchswerte beziehen woran nochmals erinnert sei, auf die Leistung ughaken in der Ebene. Für eine Steigung müßte jeweils auf den Gesamtkohlenverbrauch zurück- n und diesen zu der verkleinerten Zughakenleistung, ich aus derjenigen für Ebene nach Abzug der Steigungs- ng für die Lokomotive ergibt, in Beziehung setzen.

Will man dagegen als Maßstab für die Güte der Kohlen- utzung im Zylinder den Verbrauch für die indizierte kennenlernen, so braucht man nur die nächsten Ab- ngen zu betrachten, die durch Einbeziehen des mecha- en Wirkungsgrades gewonnen sind. Die Verbrauchs- n liegen hier naturgemäß wesentlich tiefer und gehen den neueren Lokomotiven bei 40 km/h auf 0,8 kg/PS$_i$h Langrohrkessel, aber auch die S 10$^1$-Lokomotive mit ihrem verhältnismäßig kleinen Kesselwirkungsgrad bleibt jetzt auf 0,85 kg/PS$_i$h liegen, und behält diesen Wert auch in der nächsten Zusammenstellung (Abb. 72) für 100 km/h bei. Die Kurven der übrigen Schnellzuglokomotiven für 100 km/h fehlen zur Zeit noch.

Die Kurven für den indizierten Kohlenverbrauch sind auch aus dem Grunde anzuführen, weil sie für einen etwaigen Vergleich mit ortfesten Maschinen, die allein vergleichsfähigen sind. Die effektiven Verbrauchszahlen ortfester Maschinen dürfen, wie erwähnt, mit denen der Lokomotive

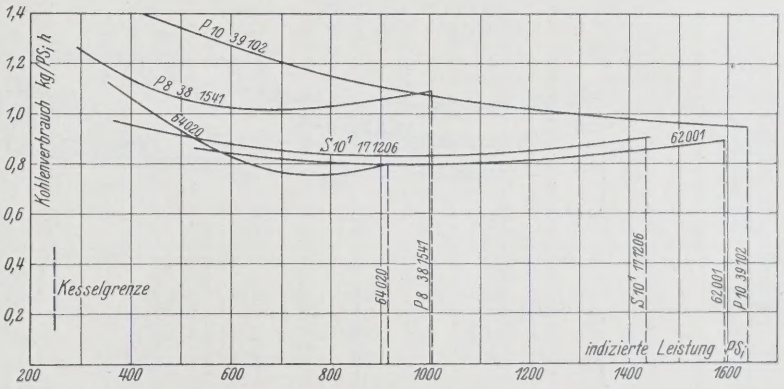



Abb. 70. Kohlenverbrauch pro PS$_i$ und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 60 km/h Geschwindigkeit.

nicht verglichen werden, weil bei jenen von der Kolbenleistung nur die eigentliche Reibungsleistung der Maschine, bei dieser aber außerdem noch der Luftwiderstand sowie der Widerstand der Kuppelachsen und sämtlicher Laufachsen einschließlich des Tenders abzuziehen sind. Ein Vergleich der effektiven Verbrauchszahlen würde also die Lokomotive in unverdient schlechtem Lichte erscheinen lassen.

Die beiden nächsten Abbildungen (73 und 74) zeigen endlich noch den Kohlenverbrauch für die effektive und indizierte Leistung an der Kesselgrenze, aber mit der

Fahrgeschwindigkeit als Abszisse. Diese Kurven sind in ihrem Verlauf dadurch bemerkenswert, daß sie erst bei verhältnismäßig hohen Geschwindigkeiten ein stärkeres Ansteigen des Kohlenverbrauchs zeigen. Sie sind z. T. nicht herauszuholen. Im übrigen sind die Unterschiede in Minimalwerten des Verbrauchs nicht allzu erheblich. Währ bei den effektiven Leistungen 0,9 kg/PS$_e$h erreicht wurd gehen die Verbrauchszahlen an der Kesselgrenze immer

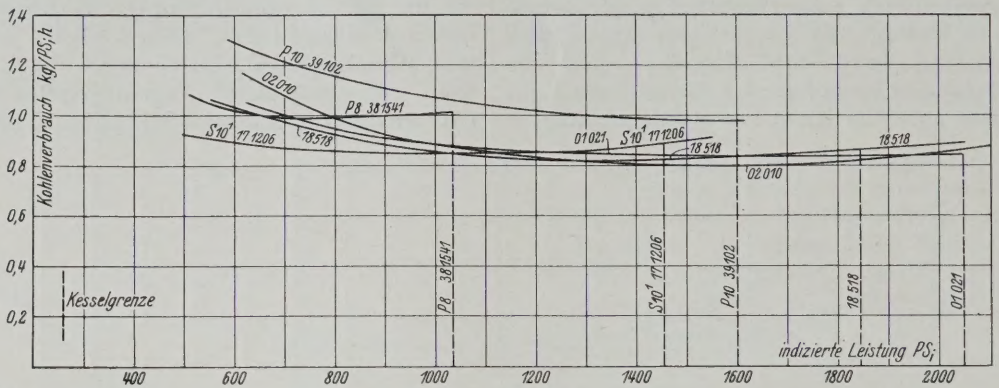



Abb. 71. Kohlenverbrauch pro PS$_i$ und h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 80 km/h Geschwindigkeit.

gleich sicher wie die stets aus einer wesentlich größeren Anzahl von Einzelversuchen gewonnenen Kurven bei konstanter Geschwindigkeit; hieraus erklären sich einige kleine Abweichungen.

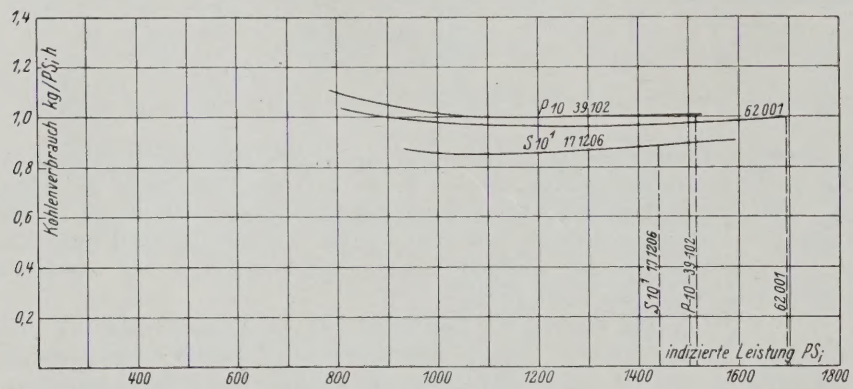



Abb. 72. Kohlenverbrauch pro PS$_i$h in Abhängigkeit von der indiz. Leistung bei 100 km/h Geschwindigkeit.

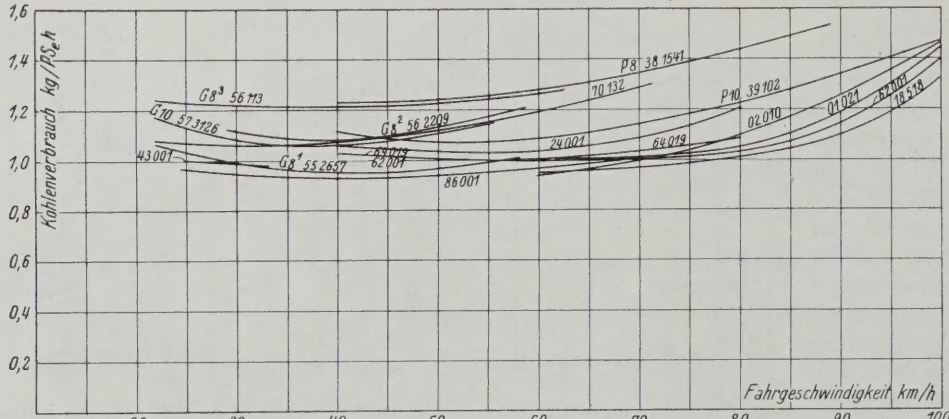



Abb. 73. Kohlenverbrauch pro PS$_e$h an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

Die niedrigen vorher erörterten Werte erscheinen in dieser Kurvenschar vielfach nicht, weil sie unterhalb der Kesselgrenze liegen; ein Verhalten, das betrieblich in der Regel sogar erwünscht ist. Trotzdem muß man sich auch über die Verbrauchszahlen an der Kesselgrenze klar werden, weil der Betrieb bestrebt sein wird, die in der Lokomotive steckende Leistungsfähigkeit wenigstens auf stärkeren Steigungen oder vor schweren, schnellfahrenden Zügen auch noch bis auf 0,93 kg/PS$_e$h herab. Die Verbrauchszahlen Einheitslokomotiven liegen im allgemeinen zu unterst; werden erreicht von der älteren G 8¹-Lokomotive, die Maschine von 14 at und guter Überhitzung eigentlich a keinen Anlaß hat, thermisch schlechter als neuen Einheitslokomotiven zu sein. Angesi dessen muß man sagen, daß der Erfolg der Einh lokomotiven weniger darauf beruht, daß die treffenden Verbrauchswerte bisher niemals erre worden wären, als vielmehr darauf, daß Gattungen, bis auf die sehr kleine Bauform 70, und an vielen anderen Stellen in einem schm Kurvenbündel gleichmäßig beieinanderlie während die älteren Lokomotiven wesentlich stä und zwar meist nach der ungünstigsten Seite streuen. So liegt an der Kesselgrenze keine Einheitslokomotiven, von der leichten Baureih abgesehen, mit ihrem Scheitel höher als 1,03 kg/P während die Scheitel der vorher gebauten Ty zwar bei der G 8¹-Lokomotive mit 0,95 kg/P zwar fast auf die Werte der besten neu Lokomotiven herabgehen, aber dafür der P 8 bis auf 1,23/kg/PS$_e$h steigen. A die G 10-Lokomotive liegt mit 1,07 kg/P wesentlich schlechter als die G 8¹-L motive.

Besonders bemerkenswert ist der stand, daß die Zunahme des Koh verbrauchs der meisten schnellfahren Lokomotiven im Gebiet der größeren schwindigkeiten zunächst langsam, d schneller, leicht knieartig nach oben biegend erfolgt, freilich erst bei etwa 90 k Selbst bei 100 km/h werden indes 1,5 kg/P von keiner Lokomotive erreicht. günstigsten liegt die neue bayerische S Lokomotive.

Die letzte, den Kohlenverbrauch treffende Darstellung (Abb. 74) bezieht dann noch auf den Kohlenverbrauch für die PS$_i$h an Kesselgrenze, wo die 0,8 kg/PS$_i$h in einem Fall unterschrit von der G 8¹- und der bayerischen S 3/6-Lokomotive nah erreicht werden. Im übrigen wiederholen auch die indizie Verbrauchskurven das Bild einer wesentlich flacher gestrec Lage. Auch die Aufwärtskrümmung bei großen F geschwindigkeiten ist erheblich schwächer. Wiederum bi die älteren Lokomotiven mit der kleinen Lokalbahnlokomo

Baureihe 70 den oberen Teil, die neueren Lokomotiven der guten älteren G 8¹ den unteren Teil des Kurvenels.

ersten Augenblick allerdings einen gewissen niederdrückenden Eindruck machen, bei denen aber zu berücksichtigen ist, daß die 100% einer idealen Maschine nur dann zu erreichen wären,

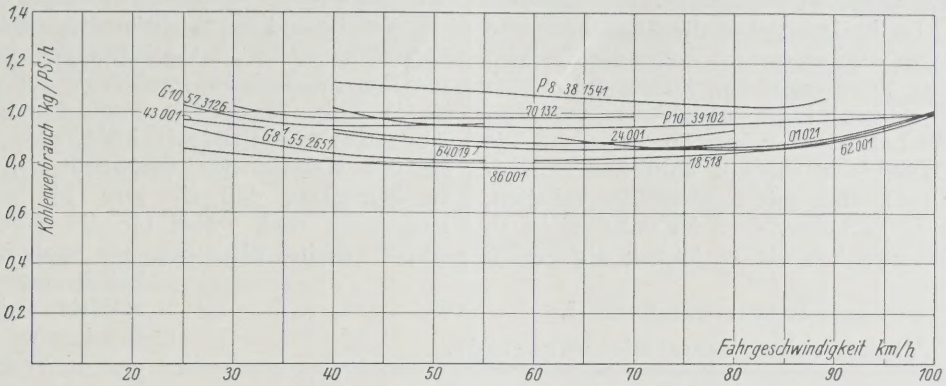



Abb. 74. Kohlenverbrauch von PSi und h an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

### 19. Der thermische Gesamtwirkungsgrad.

n den beiden nachfolgenden Zusammenstellungen (I und ) nd noch das jeweils beste Wärmegefälle und der beste ei ische Wirkungsgrad der eigentlichen Dampfmaschine he eits und der thermische Gesamtwirkungsgrad der Lokoot en anderseits zusammengefaßt.

n der ersten Zusammenstellung sind die charakteristischen ar fwerte, also Druck, Temperatur und Wärmeinhalt zum is uck gebracht. In der vorletzten Spalte erscheint das is nutzte Wärmegefälle $\Delta i$ vom Schieberkasten bis zum is uff und in der letzten das Verhältnis des ausgenutzten ä negefälles zu dem im Schieberkasten zur Verfügung st lten Dampf, also das Verhältnis $\Delta i : i$.

Die zweite Zusammenstellung zeigt jene in wärmewirtha lichen Abhandlungen öfters zu findende Zahlen für den sa ten Wirkungsgrad (bezogen auf die Urwärme), die im wenn man den absoluten Nullpunkt ($-273^0$) ohne Aufwand zur Verfügung hätte. Es ist also ein Wert, der nur eine sehr bedingte Bedeutung besitzt und vor dessen Überschätzung schon Zeuner bei Erörterung der disponiblen Arbeit der Wärmekraftmaschine in seiner „Technischen Thermodynamik" gewarnt hat.

Bei den reinen Dampfwerten ist die Spanne nicht übermäßig groß; sie beschränkt sich auf $\Delta i : i = 12{,}75$ bis $15{,}78\,\%$. Die älteren Lokomotiven liegen dabei merklich schlechter. Im übrigen sind von dem adiabatischen Nutzeffekt unter Umständen noch kleine Abstriche für die Lässigkeit vorzunehmen, doch sind diese Zahlen nicht restlos in Parallele zu stellen zu den verschiedenen, vorher behandelten Verbrauchszahlen in der Maschine.

Die zweite Zusammenstellung bezieht sich dann auf den eigentlichen thermischen Gesamtnutzen aus der Kohle und

Zusammenstellung I.

Wärmegefälle und thermischer Wirkungsgrad der Maschine im Dampf.

| | Bauart | | Druckgefälle von Schieberkasten ata | Druckgefälle auf Auspuff ata | Temperaturgefälle von Zyl.-Eintritt °C | Temperaturgefälle bis Zyl.-Austritt °C | Wärmeinhalt des Dampfes bei Zylinder Eintritt $i_1$ kcal/kg | Wärmeinhalt des Dampfes bei Zylinder Austritt $i_2$ kcal/kg | Ausgenutztes Wärmegefälle $\Delta i = i_1 - i_2$ kcal/kg | $\Delta i : i_1$ % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | V = 35 km/h | | | | | | | |
| te uglok. . . . | G 10 (57) | alt | 12,5 | 1,14 | 337 | 120 | 744 | 649 | 95 | 12,75 |
| | 43 | Einheitslok. | 14,38 | 1,07 | 362 | 121 | 757 | 650 | 107 | 14,2 |
| te ugtender- ol . . . . . | 86 | Einheitslok. | 14,6 | 1,13 | 362 | 121 | 757 | 650 | 107 | 14,2 |
| | | | V = 60 km/h | | | | | | | |
| rs enzuglok. . | P 8 (38) | alt | 12,35 | 1,12 | 336 | 111 | 744 | 645 | 99 | 13,3 |
| hn lzuglok. . . | S 10¹ (17) | alt | 15,3 | 1,2 | 347 | 107 | 746 | 643 | 103 | 13,8 |
| | S 3/6 bay. (18) | neuere Bauart | 15,8 | 1,29 | 383 | 125 | 767 | 651 | 116 | 15,1 |
| | 02010 | Einheitslok. | 16,5 | 1,3 | 387 | 141 | 768 | 658 | 110 | 14,3 |
| rs enzug- en erlok. . . . | 62 | Einheitslok. | 14,3 | 1,13 | 370 | 124 | 762 | 651 | 111 | 14,58 |
| | 64 | „ „ | 14,5 | 1,03 | 392 | 124 | 773 | 651 | 122 | 15,78 |
| | | | V = 80 km/h | | | | | | | |
| rs enzuglok. . | P 8 (38) | alt | 12,25 | 1,14 | 344,5 | 115 | 750 | 648 | 102 | 13,6 |
| hn lzuglok. . . | S 10¹ (17) | alt | 15,2 | 1,25 | 345 | 106 | 748 | 642 | 106 | 14,18 |
| | S 3/6 bay. (18) | neuere Bauart | 16 | 1,11 | 364 | 110 | 757 | 644 | 113 | 14,9 |
| | 02010 | Einheitslok. | 16,4 | 1,24 | 382 | 125 | 767 | 652 | 115 | 15,0 |
| rs enzug- en erlok. . . . | 62 | Einheitslok. | 14,4 | 1,25 | 375 | 123 | 764 | 651 | 113 | 14,8 |
| | 64 | „ „ | 14,3 | 1,02 | 398 | 132 | 776 | 655 | 121 | 15,6 |

enthält die kleinsten Kohlenverbrauchszahlen für die Zughaken- und die Kolbenleistung. Hier wird der Unterschied zwischen den weniger guten alten Lokomotiven und den neueren bzw. guten Lokomotiven älterer Bauart wesentlich größer als beim $\Delta i:i$. Im übrigen gehen die Zughakenwerte bis zu 10% herauf, liegen also wesentlich höher als die 6%, die man in der Literatur öfters angegeben findet, und ebenso als eine Reihe Versuchszahlen, wie sie unter diesem Gesichtspunkt für amerikanische Lokomotiven berechnet wurden. Die Zahlen von Kraftwerksturbinen, die mit ähnlichen Dampfspannungen (15 bei 18 at), aber mit Niederschlag arbeiten, liegen zwar, mit etwa 15%, höher, doch ist dabei nicht zu vergessen, daß es sich dort um die Beziehung der großen Turbinen auf die Sammelschienen, noch ohne Berücksichtigung der „Hausturbinen" und der Speisepumpen handelt.

Zusammenstellung II.

Thermische Gesamtwirkungsgrade.

| | Bauart | | $K_e$ spez. Kohlenverbrauch pro $PS_eh$ bezogen auf Kohle mit $H_u = 7000$ kcal/kg kg/$PS_eh$ | $K_i$ spez. Kohlenverbrauch pro $PS_ih$ bezogen auf Kohle mit $H_u = 7000$ kcal/kg kg/$PS_ih$ | $\eta_e$ thermischer Gesamtwirkungsgrad pro $PS_eh$ % | $\eta_i$ thermischer Gesamtwirkungsgrad pro $PS_ih$ % |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | V = 35 km/h | | |
| Güterzuglok. | G 10 (57) | alt | 1,032 | 0,93 | 8,75 | 9,71 |
| | 43 | Einheitslok. | 0,905 | 0,855 | 9,97 | 10,55 |
| Güterzug-tenderlok. | 86 | Einheitslok. | 0,935 | 0,802 | 9,6 | 11,0 |
| | | | | V = 60 km/h | | |
| Personenzuglok. | P 8 (38) | alt | 1,287 | 1,02 | 7,02 | 8,86 |
| Schnellzuglok. | S $10^1$ (17) | alt | 1,06 | 0,83 | 8,52 | 10,89 |
| | S 3/6 bay. (18) | neuere Bauart | 0,96 | — | 9,4 | — |
| | 02010 | Einheitslok. | 1,0 | — | 9,05 | — |
| Personenzug-tenderlok. | 62 | Einheitslok. | 0,986 | 0,8 | 9,35 | 11,29 |
| | 64 | „ „ | 0,905 | 0,764 | 9,97 | 11,82 |
| | | | | V = 80 km/h | | |
| Personenzuglok. | P 8 (38) | alt | 1,426 | 0,99 | 6,33 | 9,12 |
| Schnellzuglok. | S $10^1$ (17) | alt | 1,175 | 0,85 | 7,68 | 10,61 |
| | S 3/6 bay. (18) | neuere Bauart | 1,06 | — | 8,52 | — |
| | 02010 | Einheitslok. | 1,01 | 0,8 | 8,94 | 11,3 |
| Personenzug-tenderlok. | 62 | Einheitslok. | 1,03 | 0,824 | 8,76 | 10,95 |
| | 64 | „ „ | 1,08 | 0,891 | 8,33 | 10,12 |

Es kommt also letzten Endes darauf hinaus, daß man durch die Fortentwicklung der Lokomotiven der üblichen Bauform Fortschritte beträchtlicher Art, namentlich im Sinne gleichmäßiger, in Ansehung einer Auspuffmaschine, guter Verbrauchszahlen und Wirkungsgrade erreicht hat.

Daß es sich hier um Beharrungszahlen und um Verbrauchsminima an Kohlen handelt, ist für den Vergleich mit ortfesten Maschinen völlig in der Ordnung, denn auch hier gelangen in der Literatur immer nur die Verbrauchszahlen der Dauerversuche zur Nennung, und die verschiedenen Kurven der Lokomotiven liegen, wie in dieser Abhandlung genugsam erörtert, im Gebiet der meist gebrauchten Leistung recht flach. Der Dampflokomotivbau hat auch unter diesem Gesichtspunkt keinen Anlaß, sich seiner neuesten Ergebn zu schämen.

### 20. Die Leistungscharakteristik N = f (V).

Von besonderer Wichtigkeit, gerade auch für den Bet (Belastungstafeln, s-V-Diagramm) ist die Untersuchu wie sich die Leistungscharakteristik verhält. Zunäc ist in Abb. 75 der Verlauf der effektiven Leistu über der Geschwindigkeit, also die Kurve $N_e = f$ an der Kesselgrenze dargestellt. Zu diesen Kurven zu bemerken, daß sie nur bis zur Reibungsgre ausgezogen sind, wobei für die Schnellzuglokomotiven Kurvenscheitel eigentlich nur noch in der oberen Kurv hälfte zum Ausdruck kommt; effektive Leistung fällt sofort n Erreichung ihres Höchstwertes der Reibungsgrenze wieder. Reibungsgrenzen sind bereits n der neueren Anschauung gebild und haben daher (bei der mit Geschwindigkeit fallenden Reibu ziffer) das Ergebnis, daß sich wirkliche verfügbare Reibu geschwindigkeit gegen die bishe Annahme konstanter, also z. T großer Reibung hebt, was betr lich erfreulich ist. Die Reibu geschwindigkeit liegt bei den gr Schnellzuglokomotiven bei 60 km/h. Im Bilde liegen im gemeinen die langsamfahrenden schnellfahrenden Lokomotiven trennt; über die ganze Bildfl ziehen sich nur die Kurven de weiterem Geschwindigkeitsge verwendbaren Lokomotiven, gerade auch von Personenloko tiven mit tiefliegender Reibu geschwindigkeit, gekennzeic durch ein großes Verhältnis größter Zugkraft zur Leistung.

Diese Kurven erhalten nun e wertvollen Hinweis auf die teilhafteste Zylindergr Wiederum, wie ich schon oben deutete, keinen allein aussch gebenden und unter Umstä von dem anderen, aus der l der günstigsten Füllung zur Ke grenze abgeleiteten Kriterium seinem Ergebnis sogar abweichen War bei der Erörterung der Füllung festzustellen, daß Zylinder vom thermischen Gesichtspunkt aus zu groß der das Minimum des Wärmeverbrauchs erst jenseits Kesselgrenze zu erreichen gestattet, so muß hier vom betr lichen Standpunkt ein Zylinder als unzweckmäßig gel für den die günstigste Geschwindigkeit, nämlich die größten Leistung, zu weit abliegt von dem häufigsten schwindigkeitsbereich. Namentlich ist das der Fall bei P 8-Lokomotive, bei der die Kurve für die Zughakenleist schon bei 40 km/h fällt, also unterhalb ihres häufig Geschwindigkeitsgebietes als Personenzuglokomotive; Zylinder erscheinen demnach hier als zu groß. Zugl ist dies ein Beispiel dafür, daß die beiden Kriterien n

*) Nordmann, Neue Versuchsmethoden und Versuchser nisse aus dem Gebiet der Dampflokomotive. Glasers Ann 1928, Bd. 103, S. 7.

er zum gleichen Ziel führen, denn thermisch erschien P 8-Zylinder einwandfrei, da das Wärmeoptimum vor ichung der Kesselgrenze eintrat. Freilich darf man hin bei der effektiven Leistung keinen zu strengen Maß- anlegen; man müßte auch hier die indizierte, freilich noch unsichere Leistungskurve $N_i = f(V)$ wählen, auch n deshalb, weil der Eigenbedarf der Lokomotive an Leistung zunehmender Geschwindigkeit schließlich stark wächst. günstigste „indizierte" Geschwindigkeit liegt meist : über der effektiven, und nur gar zu niedrige hwindigkeiten für $N_e$ max müssen vermieden en.

Die effektiven Leistungen sind nun in Abb. 76 auf die absolute Geschwindigkeit auf die ndliche Umdrehungszahl bezogen. Die ell- und langsamfahrenden Lokomotiven, die z. T. säuberlich getrennt wären, rücken nunmehr in Bildfläche zusammen und zeigen, daß die günstig- Geschwindigkeiten für die Zughakenleistung an sogenannten Kesselgrenze in einem nicht über- g breiten Bereich liegen, der, wenn man von der sprochenen Rampenlokomotive, der Gt $2 \times 4/4$ ie 96) absieht, durch 2,4 bis 3,2 sekundliche Um- ngen gegeben ist. Interessant ist, daß die größten rehungszahlen für den Leistungsscheitel nicht den en neueren Schnellzuglokomotiven angehören, rn der älteren S $10^1$-Lokomotive, und der über- t wohlgelungenen 1 C 1-Tenderlokomotive. Zu einem ssigen Urteil über die Zylindergröße der Schnell- komotiven wird freilich erst die künftige genauere ierung der Verbundmaschinen berechtigen; die inglokomotive 01 liegt mit einer indizierten igsten Geschwindigkeit von 78 km/h schon wesent- günstiger, als mit 60 km/h für die effektive Höchst- ng.

In Abb. 77 sind die indizierten Leistungen dar- llt, die aber nach der obigen Erörterung des Indi- fehlers unsicherer liegen als die effektiven. Die gegebenen Kurven sind für große Geschwindig- n, namentlich für die bayerische S 3/6-Lokomotive, Kurve zudem eine unwahrscheinliche Form hat, mindestens z. T. zu niedrig. Die Kurven werden enauerer Indizierung, wie sie mit Stahldrahtzug ie Indikatortrommel bei der 01-Lokomotive sicher heblichem Maße schon vorliegt, nicht nur etwas en, sondern am rechten Ende auch aufwärts ht; dadurch rücken die Geschwindigkeiten für Leistungsscheitel dann nach oben.

Die Scheitel sind hier zunächst also noch unsicher. ie Reihe 62 scheint der Scheitel selbst bei 100 km/h nicht erreicht zu sein; die P 8 liegt so flach, daß einen Scheitel nicht erkennen kann. Die S $10^1$- die 01-Lokomotiven liegen einigermaßen nach ch, allerdings tiefer als man früher nach Strahl hnellzuglokomotiven annahm. Eine geringe Ver- rung des 01-Zylinders könnte für einen Versuch en werden; denn mit abnehmendem Zylinderinhalt bei gleicher Dampfmenge die Geschwindigkeit. Die 02- S 3/6-Lokomotiven erscheinen mit 60 km/h entschieden günstig, doch war namentlich bei der bayerischen S 3/6 er Indikatorfehler am größten.

bb. 78 zeigt die indizierten Leistungen an der lgrenze wieder für die sekundliche Drehzahl. Es auch hier ein Zusammenschieben der einzelnen Loko- en statt. Die wesentlich für Steigungsstrecken be- ten schweren Lokomotiven der Reihen 43 und 96 auch von den Güterzuglokomotiven die niedrigsten, günstigsten Drehzahlen auf; als Rampenlokomotiven also nicht falsch. Sieht man von ihnen ab, so ist das Gebiet der günstigsten Drehzahlen noch verhältnismäßig schmaler, als bei den effektiven Leistungen. Es ist durch nicht allzuweite Grenzen (Umdrehungen pro Sekunde) gekennzeichnet und berechtigt, wenn man den Indikatorfehler berücksichtigt und weiter bedenkt, daß alle indizierten Verbrauchszahlen auf dem gleichen Wege gefunden wurden, zunächst für

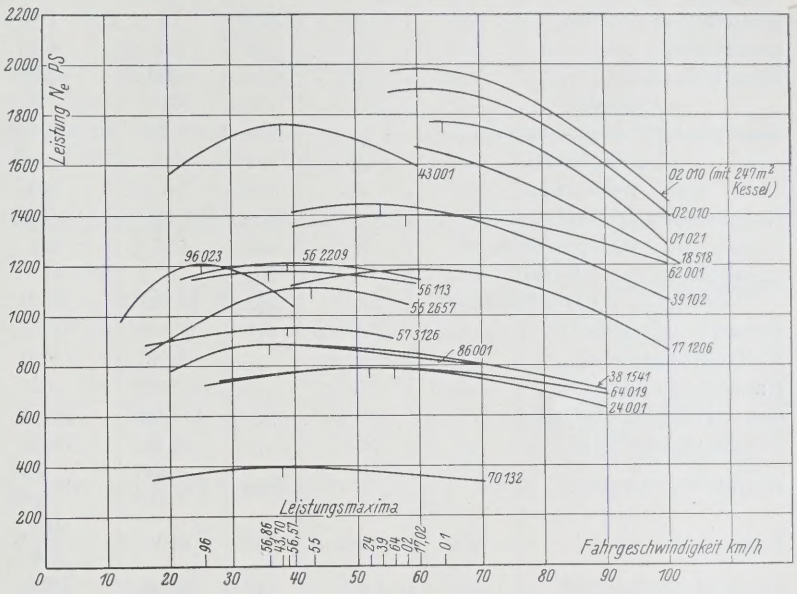



Abb. 75. Effektive Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

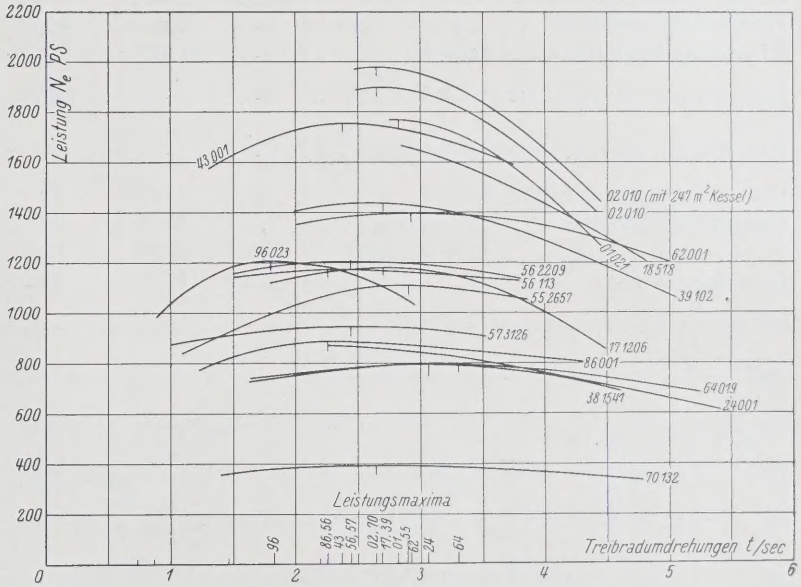



Abb. 76. Effektive Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Treibraddrehzahl.

Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung zu dem Annäherungssatz: Für Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und den Bauverhältnissen der neueren Reichsbahnlokomotiven ist eine günstigste sekundliche Umdrehungszahl für die höchste indizierte Dauerleistung von rund 3,5 mit großer Wahrscheinlichkeit zu erwarten.

Ich habe vor etwa Jahresfrist die effektive Leistungscharakteristik (also $PS_e$ als Funktion der Geschwindigkeit) als die sicherere, damals freilich für weniger Lokomotivgattungen, unter Abänderung der Ordinatenmaßstäbe so umzeichnen

Konstruktionsdaten

| Lokomotiv-Bauart (Alte Bezeichnung) | | 17 (S $10_1$) | 18 (S 3/6) | 01 | 02 | 02 | 38 (P 8) | 39 (P 10) | 24 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lokomotivnummer | | XXX 1206 | XX 518 | XX 021 | 002 | XX 010 | XXX 1541 | XXX 102 | XX 001 |
| Abgekürzte Bezeichnung | — | 1D1h4v | 2C1h4v | 2C1h2 | 2C1h4v | 2C1h4v | 2Ch2 | 1D1h3 | 1Ch |
| Kesseldruck | Atü | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 | 12 | 14 | 14 |
| Rostfläche | m² | 3,1 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 2,6 | 4 | 2,04 |
| Kesselrohrlänge | mm | 4900 | 5255 | 5800 | 5800 | 6800 | 4700 | 5800 | 3800 |
| Heizrohre: Anzahl | St | 136 | 4 - 130 | 129 | 129 | 106 | 123 | 138 | 114 |
| Heizrohre: Durchmesser | mm | 45/50 | 42/50 51,5/60 | 49/54 | 49/54 | 65/70 | 45/50 | 50/55 | 39,5/44 |
| Heizrohre: Querschnitt | cm² | 15,8 | 13,8 - 20,8 | 18,8 | 18,8 | 33,6 | 15,8 | 19,8 | 12,3 |
| Rauchrohre: Anzahl | St | 26 | 35 | 43 | 43 | 24 | 26 | 34 | 32 |
| Rauchrohre: Durchmesser | mm | 125/133 | 129/138 | 135/143 | 135/143 | 163/171 | 125/133 | 125/133 | 110/11 |
| Rauchrohre: Querschnitt | cm² | 123 | 131 | 143 | 143 | 209 | 123 | 123 | 95 |
| Überhitzerrohre: Anzahl †† | St | 4 | 4 | 4 | 4 | 6 | 4 | 4 | 4 |
| Überhitzerrohre: Durchmesser | mm | 30/38 | 29/36 | 30/38 | 30/38 | 23/29 | 30/36 | 30/38 | 23/29 |
| Feuerbüchsheizfläche | m² | 17,59 | 14,36 | 17 | 17 | 17 | 14,58 | 17,51 | 8,7 |
| Heizrohrheizfläche | ,, | 94,16 | 112,6 | 115 | 115 | 147 | 81,73 | 125,8 | 53,7 |
| Rauchrohrheizfläche | ,, | 49,47 | 74,1 | 106 | 106 | 83 | 48,65 | 72,2 | 42,0 |
| Gesamtverdampfheizfläche | ,, | 161,22 | 201,1 | 238 | 238 | 247 | 145 | 220,51 | 104,4 |
| Überhitzerheizfläche | ,, | 58,5 | 76,28 | 100 | 100 | 84 | 58,9 | 82,0 | 36,1 |
| Zylinderdurchmesser | mm | $2\times\frac{400}{610}$ | $2\times\frac{440}{650}$ | 2× 650 | $2\times\frac{460}{720}$ | $2\times\frac{460}{720}$ | 2× 570 | 3× 520 | 2× 5 |
| Kolbenhub | ,, | 660 | $\frac{610}{670}$ | 660 | 660 | 660 | 630 | 660 | 660 |
| Treibraddurchmesser | ,, | 1930 | 1870 | 2000 | 2000 | 2000 | 1750 | 1750 | 1500 |
| Größte Geschwindigkeit | km/h | 110 | 120 | 120 | 120 | 120 | 100 | 110 | 90 |
| Hub/Zylinderdurchmesser | — | 1,65/1,08 | 1,39/1,03 | 1,015 | 1,43/0,92 | 1,43/0,92 | 1,11 | 1,27 | 1,32 |
| Zylinderinhalt/Heizfläche | dm³/m² | 2,38 | 2,22 | 1,84 | 2,24 | 2,18 | 2,22 | 1,87 | 2,48 |
| Heizfläche/Rostfläche | — | 52 | 44,7 | 53 | 53 | 55 | 55,7 | 56,3 | 51,2 |
| Überhitzer/Verdampfungsheizfläche | — | 0,36 | 0,38 | 0,42 | 0,42 | 0,34 | 0,407 | 0,365 | 0,345 |
| Heizrohrquerschnitt/Heizrohrfläche $\left(\frac{F_1}{F_2}\right)$ | — | — | 1/408 | 1/474 | 1/474 | 1/418 | 1/417 | 1/464 | 1/388 |
| Rauchrohrquerschnitt/Rauchrohrfläche $\left(\frac{F_1}{F_2}\right)$ | — | — | — | 1/450 | 1/450 | 1/408 | 1/421 | 1/490 | 1/338 |
| Gewicht der Lokomotive | t | 83 | 96 | 116 | 114 | 117 | 78 | 110 | 57 |
| Gewicht des Tenders mit $^2/_3$ Vorräten | ,, | 55 | 45 | 55 | 55 | 55 | 42 | 52 | 35 |
| Gew. v. Lok. und Tender mit $^2/_3$ Vorräten | ,, | 138 | 141 | 171 | 169 | 172 | 120 | 162 | 92 |
| Reibungsgewicht | ,, | 53 | 54 | 60 | 60 | 60 | 52 | 76 | 45 |

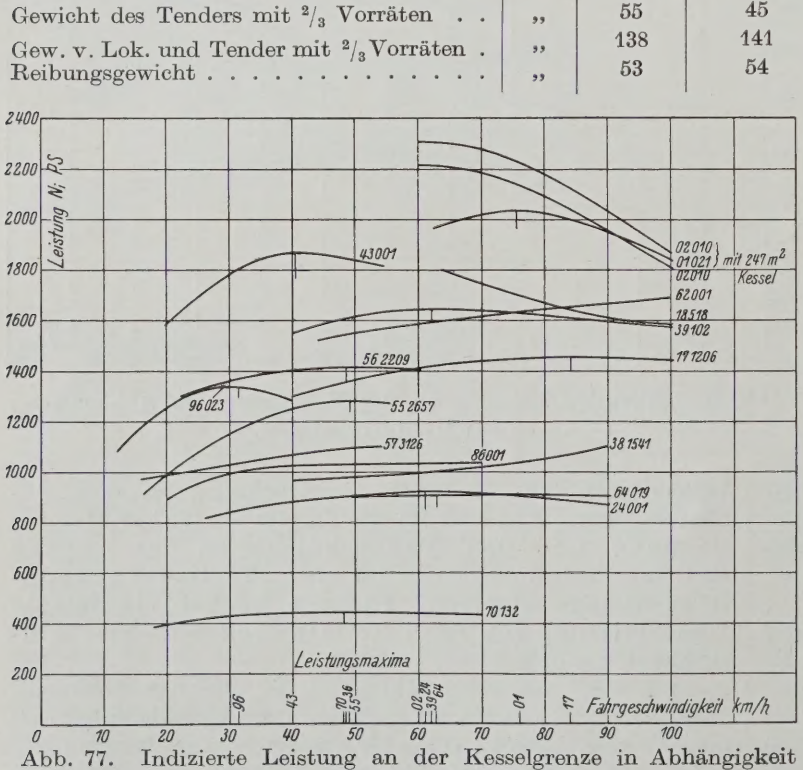



Abb. 77. Indizierte Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

lassen, daß sie alle auf den gleichen Scheitel bezo[gen] waren. Dabei ergab sich indes, daß von einer leidlic[hen] Übereinstimmung dieser Kurven keine Rede sein ka[nn] und daß es deshalb ein unnützes Unterfangen s[ein] würde, wenn man versuchen wollte, den Verlauf [der] Kurven durch eine einheitliche Formel anzugeben.

Die gleiche Methode ist in Abb. 79 auf die in[di]zierten Leistungen angewandt, und hier lag an s[ich] ein starker Anlaß insofern vor, als die Strahls[che] Doppelformel $N:N' = f\,(V:V')$ mit N' und V' s[owie] Werten für das Leistungsmaximum und die günstig[ste] Geschwindigkeit sich anheischig macht, einen solch[en] allgemeingültigen Kurvenverlauf darzustellen. Wie[der]um ergibt sich indes eine starke Streuung, die du[rch] etwaige Indikatorfehler wenigstens links vom Sche[itel] kaum beeinträchtigt sein wird, weil es sich hier [nur] um die geringen Geschwindigkeiten handelt. [Die] bayerische S 3/6 ist mit ihrem besonders gro[ßen] Indikatorfehler herausgelassen. Die Leistungskur[ve] der Einheits-Verbundlokomotive wird sich bei genauem Indikatordiagramm heben und drehen. In dies[em] Kurvensystem ist nun noch die Strahlsche Kur[ve] für die Veränderung der Leistung mit der Geschwind[ig]keit eingezeichnet, eben als diejenige Formel, die [in]

er untersuchten Lokomotiven.

| 4 | 62 | 57 (G 10) | 55 (G 8[1]) | 56 (G 8[2]) | 56 (G 8[3]) | 43 | 44 | 86 | 96 Gt 2×4/4 | 70 | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| XX | XXX | X | X | X | XXX | (XXX) | | XXX | XXX | XXX | |
| 20 | 001 | 3126 | 2657 | 2209 | 113 | 001 | 004 | 001 | 023 | 132 | |
| 1h2 | 2C2h2 | Eh2 | Dh2 | 1Dh2 | 1Dh3 | 1Eh2 | 1Eh3 | 1D1h2 | D+Dh4v | 1Bh2 | Die mit X versehenen Lokomotiven sind mit der Riggenbachbremslokomotive gefahren; und zwar mit: X an der Kesselgrenze, XX an der Kesselgrenze und bei einer best. Geschwindigkeit, XXX an der Kesselgrenze und bei mehreren Geschwindigkeiten. (XXX) älterer, weniger genauer Versuch! †† Anzahl bezieht sich auf die Überhitzerrohre in einem Rauchrohr. |
| 4 | 14 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 15 | 14 | |
| 04 | 3,5 | 2,63 | 2,66 | 3,43 | 3,43 | 4,7 | 4,7 | 2,34 | 4,25 | 1,22 | |
| 00 | 4700 | 4700 | 4500 | 4100 | 4100 | 5800 | 5800 | 4500 | 5075 | 3500 | |
| 4 | 155 | 119 | 139 | 190 | 189 | 127 | 127 | 110 | 147 | 77 | |
| 9/44,5 | 50/55 | 45/50 | 45/50 | 41/46 | 41/46 | 49/54 | 49/54 | 39,5/44,5 | 48,5/53 | 39,5/44,5 | |
| ,3 | 19,8 | 15,8 | 15,8 | 13,2 | 13,2 | 18,8 | 18,8 | 12,3 | 18,4 | 12,3 | |
| 2 | 41 | 26 | 24 | 34 | 34 | 43 | 43 | 26 | 34 | 16 | |
| 1/118 | 135/143 | 125/133 | 125/133 | 125/133 | 125/133 | 135/143 | 135/143 | 125/133 | 135/143 | 110/118 | |
| 5 | 143 | 123 | 123 | 123 | 123 | 143 | 143 | 123 | 142 | 95 | |
| 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | |
| 2/29 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 30/38 | 23/29 | |
| 7 | 15 | 14,47 | 13,89 | 12,63 | 12,75 | 18 | 18 | 10 | 14,65 | 5,67 | |
| ,7 | 103 | 79,04 | 88,43 | 100,09 | 99,59 | 113 | 113 | 61,4 | 112,64 | 33,4 | |
| ,0 | 75,25 | 47,96 | 42,11 | 54,71 | 54,71 | 106 | 106 | 45,9 | 73,14 | 19,2 | |
| 14,4 | 193,25 | 141,47 | 144,4 | 167,4 | 167,05 | 237 | 237 | 117,3 | 200,43 | 58,27 | |
| ,1 | 72,5 | 58,9 | 51,88 | 53,12 | 53,12 | 100 | 100 | 47 | 65,37 | 20,4 | |
| 2 500 | 2× 600 | 2× 630 | 2× 600 | 2× 630 | 3× 520 | 2× 720 | 3× 600 | 2× 570 | 2× $\frac{600}{800}$ | 2× 375 | |
| 60 | 660 | 660 | 660 | 660 | 660 | 660 | 660 | 660 | 640 | 500 | |
| 00 | 1750 | 1270 | 1300 | 1400 | 1400 | 1400 | 1400 | 1485 | 1216 | 1250 | |
| 0 | 100 | 60 | 55 | 65 | 65 | 70 | 70 | 70 | 50 | 70 | |
| 32 | 1,1 | 1,05 | 1,1 | 1,05 | 1,27 | 0,916 | 1,1 | 1,16 | 1,06/0,8 | 1,33 | |
| 48 | 1,925 | 2,9 | 2,58 | 2,45 | 2,5 | 2,27 | 2,35 | 2,87 | 3,19 | 1,99 | |
| ,2 | 55,3 | 53,8 | 54,3 | 48,8 | 48,8 | 50,4 | 50,4 | 50,2 | 47,2 | 47,7 | |
| 0,45 | 0,375 | 0,416 | 0,359 | 0,318 | 0,318 | 0,422 | 0,422 | 0,401 | 0,325 | 0,35 | |
| 1/85 | 1/417 | — | 1/400 | 1/400 | 1/400 | 1/474 | 1/474 | 1/455 | 1/420 | 1/354 | |
| 1/38 | 1/416 | — | 1/426 | 1/320 | 1/320 | 1/450 | 1/450 | 1/425 | 1/423 | — | |
| 4 | 118 | 77 | 70 | 83 | 84 | 110 | 114 | 83 | 131 | 44,5 | |
| | * | 38 | 38 | 38 | 38 | 60 | 60 | * | * | * | * Tenderlokomotive. |
| 4 | 118 | 115 | 108 | 121 | 122 | 170 | 174 | 83 | 131 | 44,5 | |
| 5 | 52 | 77 | 70 | 70 | 71 | 97 | 99 | 57 | 131 | 30 | |

ch für die Veränderlichkeit der Leistung unterhalb
nd oberhalb der günstigsten Geschwindigkeit bereits
es nd. Wir erkennen, daß die Strahlsche
o nel der wirklichen Sachlage, etwa als
ni lere Kurve nicht gerecht wird, und daß
e ur eine mögliche, besonders tiefliegende Kurve
lei . An Hand der Strahlschen Kurve oder Formel
ir man also im allgemeinen die zu erwartende
ei ung einer Lokomotive sehr vorsichtig einschätzen,
er man nur den Scheitelpunkt und die Verbrauchs-
ah n auf Grund dieser Abhandlung, statt der noch
. in der Literatur zu findenden Strahlschen
Ve e, einführt. Für den endgültigen Zustand wird
na aber die betriebliche Belastung der Lokomotive
ich mehr nach Strahl einsetzen, weil die meisten
ok motiven wesentlich günstiger liegen, und es nicht
er htfertigt wäre, einen beträchtlichen Teil der Loko-
ot leistung ungenützt zu lassen. Wir bemessen
en auch bei der Reichsbahn unsere end-
ül gen Belastungstafeln und die s-V-Dia-
ra me ausschließlich nach den versuchs-
mä gen Werten (Leistungs- und Zugkraftkurven)
nd vermeiden die Unsicherheit der Vorausberechnung.
Für den Betriebsmann wäre es natürlich erwünscht,

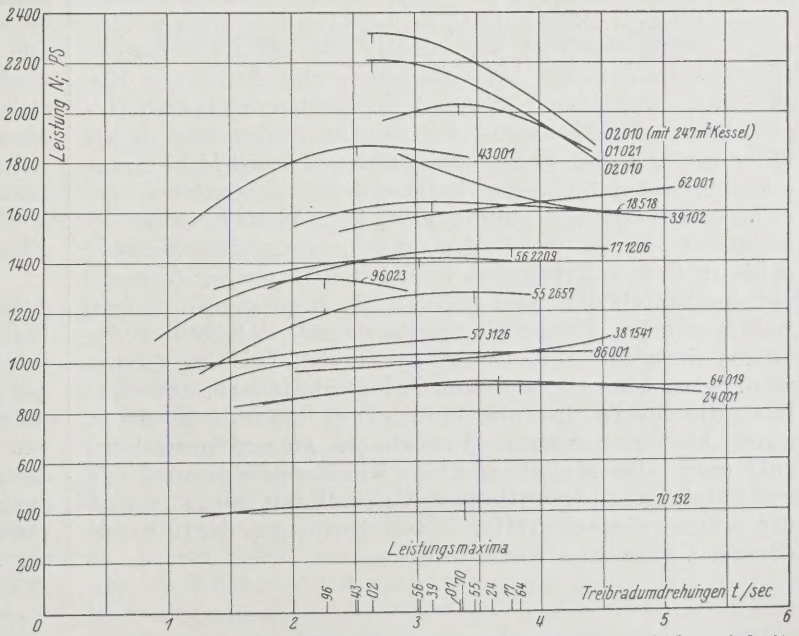



Abb. 78. Indizierte Leistung an der Kesselgrenze in Abhängigkeit von der Treibraddrehzahl.

eine Lokomotive zu erhalten, deren Leistungscharakteristik möglichst flach verläuft, wo er dann also über die höchsten Leistungen in einem breiten Geschwindigkeitsgebiet verfügt. Ich habe die Kurven deshalb nach dem Grade (Reihenfolge) ihrer Krümmung auf eine eindeutige Bedingtheit durch gewisse Verhältniszahlen, wie Heizfläche zum Zylinderinhalt untersuchen lassen; prüfen lassen, ob die Reihenfolge solcher Faktoren, wozu auch Dehnung und Überhitzung zählen, die gleichen oder wenigstens eine ähnliche ist, wie die der Krümmungen der Charakteristik. Dieser Versuch ist indessen bisher nicht gelungen, und man kann dem Konstrukteur daher bis jetzt kein sicheres Rezept geben, wie er die Krümmung der Leistungskurve in einem gewollten Sinne beeinflussen kann.

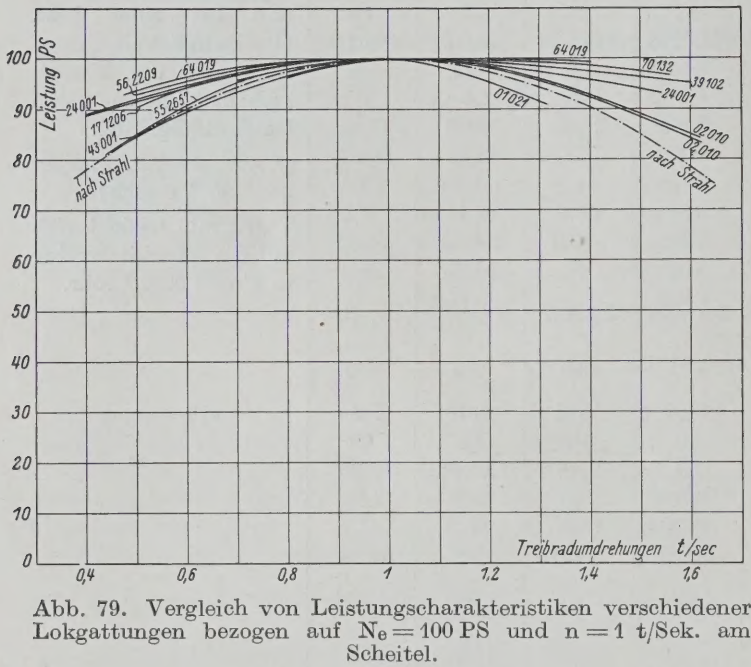



Abb. 79. Vergleich von Leistungscharakteristiken verschiedener Lokgattungen bezogen auf $N_e = 100$ PS und $n = 1$ t/Sek. am Scheitel.

Die allgemeine Erkenntnis vermitteln uns indes fast alle vorgeführten Kurvenblätter, daß es infolge der verschiedenen Rücksichten, die beim Entwurf zu nehmen sind, nicht möglich ist, die stark streuenden Kurven der einzelnen Gattungen jeweils zu einer mittleren Kurve mit nur geringen Fehlern zusammenzufassen. Eine Formel, die hier etwa aufgestellt werden sollte, müßte wesentlich verwickelter sein, als die bisherigen Durchschnittsformeln, denn sie müßte eine Reihe von Koeffizienten enthalten, die auf die Eigenarten der Lokomotivgattungen Bezug nehmen. Ob das überhaupt möglich ist, bleibe dahingestellt. Selbstverständlich soll damit nicht gesagt sein, daß man eine Lokomotive für eine beabsichtigte Leistung nicht zu entwerfen vermöchte, etwa in Anlehnung an bereits bestehende Typen unter Benutzung vorhandener Formeln (Strahl) in bescheidenem Umfang. Eine gewisse Vorsicht und im Notfall die Tatsache, daß die Kesselgrenze ja kein Naturgesetz ist, sondern eine gewisse Elastizität besitzt, verbürgen einen Entwurf, der der geforderten Leistung gerecht wird. Aber überall, wo man Gelegenheit hat, namentlich die erste Lokomotive einer neuen Gattung nach einem genauen Verfahren zu untersuchen, soll man alle Krücken über Bord werfen, und die endgültigen betrieblichen Unterlagen so gut wie die wärmewirtschaftliche Beurteilung lediglich auf diesen Versuchen aufbauen.

## VI. Schlußwort.

Die Dinge bleiben naturgemäß im Fluß. Eine Re weiterer Lokomotiven, teils Einheitslokomotiven, teils u zwar in größerem Maße solche Lokomotiven bisheriger Bau die für den Bau noch erhebliche Bedeutung haben, sind z. (Anfang Dezember 1929) teils bereits untersucht, wenn a die Versuche noch nicht restlos ausgewertet sind, teils ste die Versuche noch bevor. Es ist auch oben nicht verschwie worden, daß einige der an sich schon nach der neueren Meth untersuchten Lokomotiven noch einiger ergänzender V suchsreihen bedürfen. Trotzdem übergebe ich die Abhandl der Öffentlichkeit. In einer Zeit lebhaftester Entwicklung Technik würde man niemals zu einer Veröffentlichung komm wenn man jeden noch laufenden oder in sicherer Aussi stehenden Versuch abwarten wollte. Den Entschluß zur V öffentlichung habe ich aus der Überzeugung heraus gefaßt, die bisher vorliegenden und in der Abhandlung eingeh benutzten Versuche bereits ein durchaus abgerundetes B ergeben. Unter den zugrunde liegenden Lokomotiven sind alte und neue, große wie kleine Bauarten, Zwilling- und V bundmaschinen, Zwei- und Dreizylinderlokomotiven vertret Die teilweise schon in roher Form bekannten Ergebnisse weiteren Lokomotiven lassen bereits im Umriß erkennen, manche der obigen Ausführungen sogar noch eine starke Un streichung erfahren werden.

So liegen z. B. die Einheits-Verschiebelokomotiven Baureihen 80 und 81 mit ihren niedrigen Dampfverbrauc zahlen wieder ganz in der Nähe der übrigen Einheitslo motiven, wenn auch bei ihren etwas kleineren Abmessun mehr an der oberen Seite der schmalen Kurvenbündel. Da hätten nennenswerte Abweichungen insofern noch ke Trübung des hier entworfenen Bildes bedeutet, als es s eigentlich hier nicht um Strecken-, sondern um Verschie lokomotiven handelt. Umgekehrt zeigen einige ältere Lo motivbauarten mit 12 at Kesseldruck Verbrauchszahlen, besser als die der P 8-Lokomotive liegen, die von den h ausführlich behandelten Lokomotiven in der Regel die ob Begrenzung der Kurvenbündel bildet. Auch eine Änderung Gesamtintervalles der Verbrauchszahlen wird also nicht e treten, ganz abgesehen davon, daß sie für künftige Entwi unerheblich wäre, weil diese niemals mehr von 12 at ausgel werden. Endlich ist zwar auch die Möglichkeit nicht ganz a geschlossen, daß unter den Leistungscharakteristiken schließl die eine einmal in ähnlich starker Krümmung wie die Stra sche „Annäherungsformel" verläuft. Aber auch dies wü die Feststellung nicht zerstören können, daß es eine Univers gleichung für die Leistungscharakteristik nicht gibt, weil dieser Behauptung schon das oben gebrachte Material vö ausreicht. Die tatsächlich z. T. schon gewonnenen Leistun charakteristiken liegen indes wieder flacher als die Stra schen Kurven und bestätigen also weiterhin das oben a gesprochene Urteil.

Gewiß befinden sich auch manche anderen Ermittlun noch etwas in der Entwicklung, so die genauere Kenntnis Reibungsziffer, die deshalb auch hier noch nicht behandelt Im ganzen wird man mir aber zustimmen, daß es bei der F des jetzt schon vorliegenden Materials nicht länger berech wäre, dem Lokomotiv-Ingenieur die wohlbegründeten Sä und Zahlenwerte vorzuenthalten, die den eigentlichen In der Abhandlung ausmachen. Diese Erwägung führte um mehr zu der hiermit erfolgenden Veröffentlichung, als sich Gestalt eines Sonderheftes des Organs über die Lokomot ein willkommener Rahmen dazu bot.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang 1. Juni 1930 Heft 11

# r die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen.

## echnerische Ermittlung der auftretenden Größen auf strenger mathematischer Grundlage.

Von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg.

n meinen 1903 im „Organ“ (Beilage) veröffentlichten ersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit estellen in Bahnkrümmungen“ habe ich die am Fahrngreifenden Kräfte unter dem Gesichtspunkt behandelt, ich das Fahrzeug stetig und gleichmäßig im Gleisbogen wege, daß also der Winkel, den die Fahrzeugachse mit Bogentangente im Anlaufpunkt des führenden Rades , und damit auch die Lage des Reibungsmittelstes sich nicht ändere. Bei einer solchen stetigen Beg vollzieht sich auch die Drehbewegung des Fahrzeugs ine durch den Reibungsmittelpunkt (der hier mit dem unkt des aus dem Krümmungsmittelpunkt auf die Fahrchse gefällten Lotes übereinstimmt) gehende lotrechte mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit. An Kräften, s der Trägheit der Masse des Fahrzeugs hervorgehen, ist ur die Fliehkraft, bzw., wenn eine Gleisüberhöhung vorn ist, der Fliehkraftüberschuß zu berücksichtigen. Diese bleibt, wenn Geschwindigkeit und Halbmesser sich nicht t, ebenfalls unveränderlich und kann wie die an den Radepunkten auftretenden Reibungskräfte und wie die en an dem Fahrzeug angreifenden Kräfte in die ungen für das statische Gleichgewicht, wie ich sie in angeführten Untersuchungen erstmals aufstellte, einen werden.

m geraden Gleis hat das Fahrzeug — abgesehen von twa aus Schlingerbewegungen folgenden — keine Drehung um eine lotrechte Achse. Die mit dem Lauf in mmter Bahn verbundene Drehbewegung des Fahrzeugs laher beim Einlauf in die Krümmung erzeugt und beim uf wieder aufgehoben werden. Um eine allmähliche derung der Drehgeschwindigkeit herbeizuführen, legt man ntlich seit einigen Jahrzehnten sowohl beim Einlauf eim Auslauf von Gleisbogen Übergangsbogen ein, enn man die Forderung gleichmäßig zunehmender Drehwindigkeit aufstellt, angenähert einer kubischen Parabel echen. Sie sind jedoch noch keineswegs ausnahmslos nden, insbesondere nicht in Gleisen und Strecken unteeter Bedeutung. Auch kommen bei Gleisumbauten smäßige Bogenanschlüsse ohne Übergangsbogen vor, die allerdings mit verminderter Geschwindigkeit durch werden sollen.

ei solchen Übergangsbogen verteilt sich die Überleitung er Geraden in die Kreisbewegung auf die zum Durch des Übergangsbogens nötige Zeit, diese beträgt z. B. bei Geschwindigkeit von 65 *km/Std.* (= 18 *m/sk*) für einen langen Übergangsbogen eines Gleisbogens von 300 *m* esser fünf Sekunden.

emgegenüber ist die Zeit für die Erteilung der Drehvindigkeit, wenn kein Übergangsbogen vorhanden ist, erheblich kürzer. Der Vorgang kann sich überhaupt der Weise abspielen, daß das Fahrzeug infolge einer chen Übertragung der führenden Einwirkung (Rückstellhtung) in seinem Hauptteil von der vorgeschriebenen zunächst abweicht, oder daß die Bahn oder das Fahrine elastische Formänderung erleiden. Demzufolge sind lie Kräfte zur Änderung der Bewegung erheblich größer.

Was hier vom Einlauf in die Krümmung gesagt ist, gilt übrigens auch für die Bewegung im Gleisbogen selbst, wenn dieser nicht stetig verläuft, sondern infolge von Verdrückungen im Halbmesser stark wechselt oder gar Knicke aufweist. Wenn z. B. in einem Bogen von $r = 500\ m$ der Halbmesser sich plötzlich auf 400 *m* vermindert, (tangentialer Anschluß vorausgesetzt) so muß die Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs in Bruchteilen einer Sekunde bei einer Geschwindigkeit von 18 *m/sk* von $\omega = \frac{18}{500} = 0{,}036$ auf $\frac{18}{400} = 0{,}045$, also um $0{,}009\ sk^{-1}$ erhöht werden. Der Vorgang ist also der gleiche, wie wenn das Fahrzeug mit 65 *km/Std.* in eine Krümmung von $r = \frac{18}{0{,}009} = 2000\ m$ ohne Übergangsbogen einliefe. Eine plötzliche Verengung des Bogens auf $r = 300\ m$ wäre gleichwertig einem übergangslosen Einlauf in einen Bogen von $r = 1 : \left(\frac{1}{300} - \frac{1}{500}\right) = 750\ m$.

Der Einlauf ohne Übergangsbogen hat wegen der auftretenden Kräfte und der dadurch herbeigeführten Entgleisungsgefahr allein praktisches Interesse. Den allgemeinen Gang der mathematischen Behandlung dieses Problems zu entwickeln und den Weg zur rechnerischen Erfassung der auftretenden Größen zu zeigen, ist der Zweck der folgenden Untersuchungen.

Dabei ist vor allem die Lokomotive ins Auge gefaßt, auf deren sichere Führung im Gleis es in erster Linie ankommt; die Anwendung des Verfahrens auf Fahrzeuge mit zwei Drehgestellen (Personenwagen) soll einer späteren Veröffentlichung vorbehalten bleiben.

### I. Allgemeine Grundlagen, insbesondere Bewegungsverhältnisse.

Der gesamte Bewegungsvorgang kann als ebene Bewegung betrachtet werden, nämlich als Bewegung in der durch die Schienenoberfläche gegebenen Bahnfläche, die für unsere Zwecke — auch bei den geringen Abweichungen wie sie durch die Überhöhungsrampe beim Bogeneinlauf und durch die Überhöhung im Bogen selbst entstehen — als Ebene angesehen werden kann, da das betrachtete Stück stets kurz ist. In dieser Ebene liegen die an den Auflagerpunkten der Räder wirkenden Reibungskräfte und die führenden Kräfte. Der Unterschied der Fliehkraft und der aus der Überhöhung folgenden Komponente des Fahrzeuggewichtes, ferner der Trägheitswiderstand gegen eine seitliche Verschiebung der Lokomotive greifen im Schwerpunkt an, eine etwa vom Tender ausgeübte Einwirkung in Pufferhöhe. Alle diese Kräfte werden in die Bahnebene verlegt gedacht, es entstehen dann Quermomente, die die Belastung der Räder auf den beiden Seiten verändern, das gleiche tritt ein dadurch, daß die Führungskraft vom führenden Rade durch den Rahmen auf die übrigen Räder übertragen wird. Von diesen Änderungen der Radbelastung wird, da sie für die Größe des Gesamtwertes der Reibung und damit für das ins Auge gefaßte Ziel unwesentlich ist, abgesehen. Ferner ist ange-

nommen, daß die Lokomotive keine Zugkraft oder Bremskraft ausübe; dies ist deshalb berechtigt, weil der seitliche Gleitwiderstand in diesem Falle kleiner, also günstiger wird, während naturgemäß bei der vorliegenden Untersuchung der ungünstigere Fall zugrunde zu legen ist. Auch eine Einwirkung der Tenderstoßeinrichtung sei nicht gegeben.

Wenn das Fahrzeug mit seinem führenden Rade unter einem gewissen Winkel an die Bahnschiene anstößt, so muß seine Geschwindigkeitsrichtung eine Änderung erfahren durch Hinzutritt einer zur Schiene senkrechten Komponente. Die Arbeit, die dazu notwendig ist, kann in dreifacher Weise geleistet werden. Zunächst wird an der Berührungsstelle von Rad und Schiene eine örtliche Formänderung, eine Eindrückung, entstehen. Das ist der Vorgang des Stoßes. Die Eindrückungen werden bei dem harten Material, um das es sich hier handelt, außerordentlich klein, die Kräfte außerordentlich groß sein, dafür wird sich der Vorgang in kürzester Zeit — vielleicht hundertsteln Sekunden — abspielen. Aus diesem Grunde ist es denkbar, daß auch in dem Falle, wo Stoßkräfte die durch die Gleichgewichtsbedingungen gegebenen Grenzen erheblich übersteigen, keine Entgleisung eintritt (vergl. dazu meine Ausführungen a. a. O., S. 5). — Dieser Stoßvorgang spielt sich aber nicht ab, ohne daß gleichzeitig auch die beteiligten Körper im ganzen eine Formänderung erfahren, das ergibt einen weiteren Kraftweg. Es biegt sich unter dem Stoßdruck die Schiene durch und verdreht sich, es geben die Befestigungsmittel der Schiene auf den Schwellen nach, ja die Schwellen selbst sind in der Bettung bis zu einem gewissen Grade elastisch nachgiebig gelagert. Allerdings sind diese Kräftewirkungen von der Lage der Angriffsstelle zu den Schwellen und Schienenstößen abhängig. Auf der anderen Seite ist auch der Rahmen des Fahrzeugs mehr oder weniger nachgiebig und ebenso werden die Berührungsstellen der einzelnen Fahrzeugteile, durch die der Kraftfluß hindurchgeht, sich unter wechselnder Kraft in verschiedenem Maß öffnen und schließen.

Der dritte Weg endlich, längs dessen die Kraft zur Erzeugung der im abgelenkten Fahrzeug enthaltenen Arbeit wirken kann, sind die zur elastischen Führung eines Fahrzeugs getroffenen besonderen Einrichtungen: die als „Rückstellvorrichtungen" bezeichneten Einrichtungen an Lokomotiven und Wagen, deren Zweck aber weniger die „Rückstellung" des auslenkbaren Gestells, als die elastische Führung des Fahrzeugs ist. Hier ist ein besonderer Weg für die Kraftübertragung vorgesehen. Die Wege sind daher hier so groß, daß die aus der Kraftwirkung „2. Ordnung" (Schiene und Rahmen) folgenden praktisch nicht in Rechnung zu ziehen sind, wenn eine Rückstellvorrichtung vorhanden ist. Ebenso sind die Deformationen beim Stoßvorgang: „Wege 3. Ordnung" gegen die Wege 2. Ordnung wohl zu vernachlässigen, schon deshalb, weil die Kräfte, wenn sich Wege 2. Ordnung darbieten, gar nicht so hoch steigen wie wenn die Drehung ausschließlich durch Stoß erteilt wird.

Die drei besprochenen Fälle sind in grundsätzlicher Beziehung für die mathematische Behandlung einander gleich. Lediglich das Gesetz für die Beziehung zwischen Kraft und Weg ist verschieden. (Allerdings kann bei den Kraftwirkungen 2. und 3. Ordnung die Kraftrichtung nicht wechseln, während bei Rückstellvorrichtungen die Kraft auch nach außen [vom Bogenmittelpunkt weg] gerichtet sein kann. Bei der für die Kraftwirkung in Betracht zu ziehenden Zeitperiode ist dies aber ohne Bedeutung.) Die Beziehung zwischen Kraft und Weg erfordert für den Fall 2: Durchbiegung von Schiene und Rahmen, besondere Untersuchungen, Unterlagen hierfür liegen aber z. Z. nicht vor. Ebenso erfordert der Stoßvorgang, falls er neben den erwähnten Kraftwirkungen in Betracht gezogen werden müßte, besondere Untersuchungen über die Größe der Eindrückungen der beid Körper an der Berührungsstelle und die dabei auftretend Kräfte.

Die vorliegenden Untersuchungen behandeln ausschli lich den Fall der Führung durch eine elastische Rüc stellvorrichtung. Der Fall der Rückstellvorrichtung ein sehr weit verbreiteter, da in der Gegenwart Schnellz lokomotiven ausschließlich mit seitlich verschiebbarem Dr gestell oder mit schwenkbaren Laufachsen gebaut werd die Güterzuglokomotiven großer Leistung vielfach ebenfa mit Bisselachsen ausgestattet werden, und auch die Person zugtenderlokomotiven an beiden Enden meist eine derart elastische Führung haben. Zwischen Kraft und Weg s Proportionalität angenommen werden, wie dies im allgemein zutrifft. Unter Berücksichtigung einer namentlich bei Fed rückstellung vorhandenen Vorspannung $P_v$ gelte also Formel 1):

$$\text{Ausgeübte Kraft } P = f\,\delta + P_v \quad \ldots\ldots$$

wenn f der Ausschlag des Drehgestells (oder der verschi baren Achse) und $\delta$ die „Federstärke", d. h., die einer E senkung (Durchbiegung) von einer Längeneinheit entsprecher Kraft ist. Besteht die Rückstellvorrichtung aus zwei hint einander geschalteten Federn, deren jede sich unter der l lastung $\delta$ um 1 *mm* durchbiegt, so ist der Weg der Kraft ganzen 2 *mm*, das auf die Rückstellvorrichtung im ganzen s beziehende $\delta$ hat also nur den halben Betrag.

(Ist eine verschiebbare Achse mit Rückstellvorrichtu nicht vorhanden [Fall 2], so ergibt sich die Kraft aus d Widerstand des Rahmens für 1 *mm* Durchbiegung $\delta_R$ und d der Schiene $\delta_S$ aus

$$\frac{P}{\delta_R} + \frac{P}{\delta_S} = f_R + f_S = f$$

$$\text{zu } P = f\,\frac{\delta_R\,\delta_S}{\delta_R + \delta_S}, \quad \ldots\ldots$$

auch hier unter der Annahme der Verhältnisgleichheit zwisch Kraft und Weg.

Es muß übrigens hier erwähnt werden, daß es, au wenn eine Rückstellvorrichtung nicht vorhanden ist, d noch eine elastische Federwirkung bei der Drehbeschleunigu außer der Rahmen- und Schienendurchbiegung gibt: Das die Wirkung der Tragfedern der Lokomotive. Wie spä näher erörtert wird, ist die Führungskraft nach dem Schw punkt der Lokomotive zu verlegen; sie bringt dort eine linee Beschleunigung hervor. Der Lokomotivkörper braucht a den Radsätzen nicht zwangläufig zu folgen, sondern ka indem er sich auf den Tragfedern neigt, etwas zurückblei natürlich nur so lange, als die Spielräume zwischen Ac lagergehäusen und Rahmen dies zulassen. Auf die Drehu um die lotrechte Schwerpunktachse sind die Tr federn jedoch ohne Einfluß. Bei den großen Wegen, eine besondere Rückstellvorrichtung bietet, kann der Einf der Tragfedern für die dynamischen Verhältnisse um so m außer Acht gelassen werden, als er im günstigen Sinne wirk würde. Außerdem folgt auch die im Kessel enthaltene Was masse nicht starr den Bewegungen des Kessels. Im gro ganzen wird aber doch die Bewegung der Wassermasse des Kessels gleichgesetzt werden können.)

Nachdem wir die Beziehung zwischen Führungskraft u Weg erörtert, gehen wir zur Betrachtung der geometrisch Verhältnisse über. Jede Bewegung in der Ebene kann kanntlich als eine Momentandrehung aufgefaßt werd Der Mittelpunkt M auf der Fahrzeugachse (Projektion in Bahnebene) für die Gleitdrehung braucht dabei keinesw immer derselbe zu bleiben, er kann vielmehr seine Lage ände der Abstand MA = x von der Fahrzeugspitze wird im allgemei also veränderlich sein. Die Drehung um M wird von der un Rollen vor sich gehenden Fortbewegung (Geschw. v) üb

b. Unter Einbeziehung der letzteren ergibt sich die Gesamtgung des Fahrzeugs. Sie ist eine Kreisbewegung, deren liger Mittelpunkt dadurch gefunden wird, daß man auf Fahrzeugachse in M das Lot errichtet (Abb. 1); der nesser ist, wann $\omega'$ die augenblickliche Drehgeschwindig-

ler Fahrzeugachse bedeutet: $r' = \frac{v}{\omega'}$, der Mittelpunkt O'.

Gesamtgeschwindigkeiten an den einzelnen Punkten ahrzeugachse z. B. $v_B$ von B stehen senkrecht auf dem

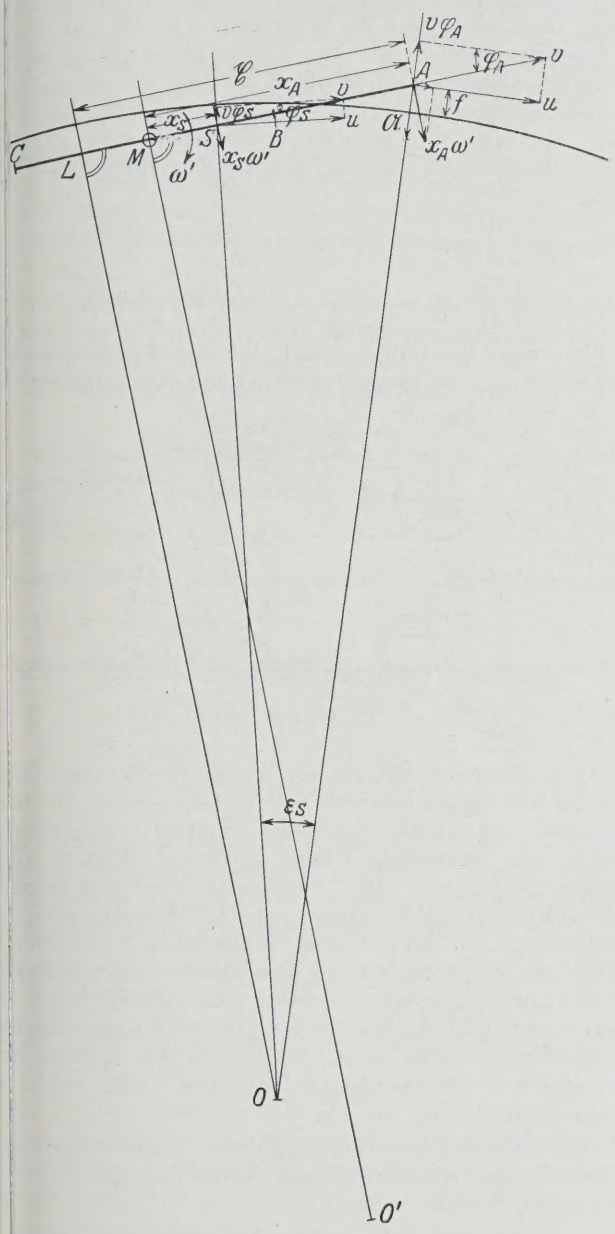



Abb. 1.

gen Fahrstrahl O' B. Die Komponenten in Richtung hrzeugachse sind für alle Punkte natürlich = v, während omponenten senkrecht dazu = x $\omega'$, d. h. proportional bstand von M sind. In M selbst ist keine solche Kome vorhanden (darum ist es ja Mittelpunkt!).

er Kreismittelpunkt O' wechselt seine Lage ständig, l weil die Lage der Fahrzeugachse zur Bahntangente fwinkel $\varphi$) wie auch, weil der Halbmesser r' sich ständig . Er fällt also nicht etwa mit dem Bahnmittelpunkt O men. Ein Lot aus letzterem auf die Fahrzeugachse en ebenfalls wandernden Fußpunkt L ergeben; AL = $\xi$ enn noch A$\mathfrak{A}$ = f bekannt ist, die augenblickliche Lage der Fahrzeugachse in der Gleisbahn fest; (statt $\xi$ und f könnte auch $\varphi$ und f gegeben sein). Daraus lassen sich dann die Abstände der einzelnen Radsätze B, C vom äußeren Schienenstrang $y_B$, $y_C$, und $\sigma - y_C$ vom inneren Schienenstrang berechnen, was notwendig ist, um das Anlaufen weiterer Räder außer dem führenden festzustellen. Von dem Augenblick an, wo y = o oder = $\sigma$ wird, läuft die betreffende Achse am äußeren oder inneren Schienenstrang an. Die führende Einwirkung wird von da ab nicht mehr durch die Vorderachse allein ausgeübt, sondern es beteiligen sich weitere Achsen; diese sind im allgemeinen nicht mit elastischen Rückstellvorrichtungen versehen, so daß die oben besprochene Einwirkung unter Inanspruchnahme der Federung von Rahmen und Schiene eintritt. Da aber die zweite Achse erst hinzutritt, nachdem dem Fahrzeug durch die verschiebbare Achse bereits eine Drehgeschwindigkeit erteilt ist, führt dieser Fall nicht zu so großen Kräften, als wenn die Drehbewegung unter solchen Umständen eingeleitet wird. Erfahrungsgemäß werden Entgleisungen, die auf den Bogenlauf zurückzuführen sind, nie durch Räder, die an zweiter Stelle führen, eingeleitet; es steigt vielmehr immer das führende vordere Rad auf.

Nun wollen wir an die wichtige Aufgabe gehen, die Bewegung der Fahrzeugspitze A gegen das Gleis, d. h. die Veränderung des Abstandes A$\mathfrak{A}$ = f in ihrer Abhängigkeit von der Zeit zu untersuchen, denn davon hängt ja die Änderung der führenden Kraft P ab. Für den verschiebbaren Radsatz A ist angenommen, daß er genau der Bahn folgt, die Masse des Radsatzes sei also vernachlässigt gegenüber der ungleich größeren des Lokomotivkörpers. Auch wenn die Führung nicht durch eine einzelne Achse (Adams-, Bissel-, oder parallel verschiebbare Achse), sondern durch ein zweiachsiges, mit Rückstellung versehenes Drehgestell erfolgt, sei von der Masse dieses Gestells abgesehen und es werde angenommen, daß die Stellung dieses Drehgestells zur Tangente im Anlaufpunkt (d. h. sein Anlaufwinkel) sich nicht ändere. Annähernd kann die hintere Achse des Drehgestells radial angenommen werden. Werden die Achsabstände $y_B$, $y_C$ von einem Kreis durch eine an der Stelle des Drehzapfens A gedachte Einzelachse berechnet, so sind die wirklichen Abstände von den Schienen um den Abstand dieser Achse größer.

### Bezeichnungen. Übersicht I.

r Gleishalbmesser.
r' Veränderlicher Krümmungshalbmesser der wirklichen Bahnkurve des Fahrzeugs.
x Abstand des augenblicklichen Drehpunktes M der Fahrzeugachse von der Fahrzeugspitze A.
$x_S$ Abstand des Schwerpunktes S vom Drehpunkt M.
$\xi$ Abstand des Fußpunktes L des aus dem Gleisbogenmittelpunkt O auf die Fahrzeugachse gefällten Lotes von der Fahrzeugspitze.
s Abstand des Schwerpunktes S von der Fahrzeugspitze.
f Ausschlag der Fahrzeugspitze gegen die Schiene (A$\mathfrak{A}$).
$y_B, y_C$ Abstand der Achse (Radsatz) B, C vom äußeren Schienenstrang.
$\sigma$ Gesamtspielraum eines Radsatzes im Gleis.
v Gleichmäßige Fortbewegungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs durch Rollen.
w Relativgeschwindigkeit der Fahrzeugpunkte auf dem Fahrstrahl.
q Absolute Beschleunigung der Fahrzeugpunkte auf dem Fahrstrahl.
$\omega$ Unveränderliche Drehgeschwindigkeit des Fahrstrahls OA in der Gleisbahn um den Bogenmittelpunkt O.
$\omega' = \dot{\psi}$ Drehgeschwindigkeit der Fahrzeugachse um den augenblicklichen Drehpunkt M.
$\vartheta$ Drehwinkel für erstere Drehung.

$\psi$ Drehwinkel für letztere Drehung.
$\ddot{\psi}$ Winkelbeschleunigung für die Drehung der Fahrzeugachse um M.
t Zeit.
$\varphi$ Veränderlicher Anlaufwinkel der führenden Achse.
$\varphi_0$ Anlaufwinkel zu Beginn der Drehbewegung.

Ohne Index, oder mit Index A, beziehen sich die Größen x, w, q, $\varphi$ auf die Fahrzeugspitze A, mit Index s auf den Schwerpunkt.

Die Bewegung des Punktes A gegenüber dem mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega$ sich drehenden Fahrstrahl OA ist eine Relativbewegung. Um sie zu erhalten, werden die absoluten Geschwindigkeiten des Punktes A in die Richtung des Fahrstrahls und senkrecht dazu zerlegt. Der Punkt A hat einerseits die in der Fahrzeugachse liegende Rollgeschwindigkeit v, andererseits die aus der Drehung um den Punkt M folgende Geschwindigkeit $x_A \omega'$ nach einwärts und senkrecht zur Fahrzeugachse.

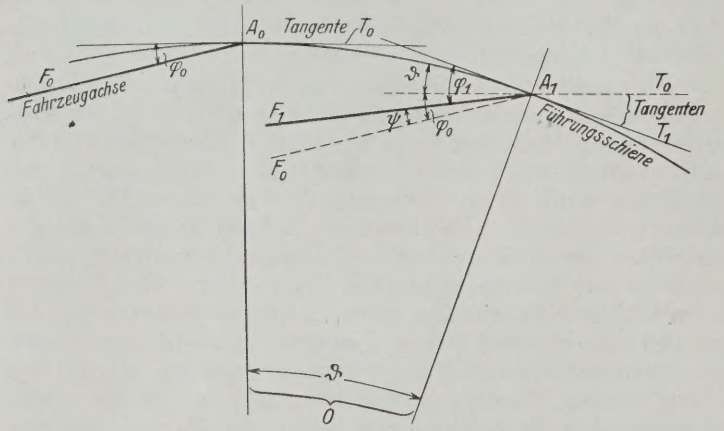



Abb. 2.

Daraus folgen, wie aus Abb. 1 leicht ablesbar, die Komponenten in Richtung des Fahrstrahls und senkrecht dazu:

$$w = v\varphi - x\omega' \text{ und } u = v + x\omega'\varphi \simeq v \quad \ldots \quad 2)$$

w ist bei pos. Vorzeichen nach außen gerichtet angenommen. (Bei den kleinen Winkeln $\varphi$, um die es sich hier handelt, kann ohne weiteres die sin- und tg-Funktion gleich dem Bogen, die cos-Funktion = 1 gesetzt werden.)

Es bedarf nun noch einer Beziehung, wie sich der in den obigen Formeln auftretende Anlaufwinkel $\varphi$ mit der Zeit ändert. Eine solche Beziehung ist aus der Abb. 2 leicht abzulesen. Es ist darin $F_0$ die Ausgangsstellung des Fahrzeugs mit dem Anlaufwinkel $\varphi_0$ gegen die Bogentangente, $F_1$ die Stellung, die das Fahrzeug nach der Zeit t einnimmt. In letzterer Stellung hat sich der Fahrstrahl OA um $\vartheta = \omega t$ gedreht, ebenso auch die Bogentangente und es ergibt sich die Beziehung:

$$\varphi = \varphi_0 + \vartheta - \psi = \varphi_0 + \omega t - \psi \quad \ldots \quad 3)$$

wenn $\psi$ den Winkelweg bezeichnet, den die Fahrzeugachse gegen ihre Ausgangsstellung zurückgelegt hat.

Nun ist die Geschwindigkeit w, mit der sich die Fahrzeugspitze A auf dem Fahrstrahl bewegt, identisch mit der Geschwindigkeit, mit der sich der Ausschlag (Weg) f ändert, und man erhält als Strahlgeschwindigkeit der Fahrzeugspitze

$$w_A = \frac{df}{dt} = v(\varphi_0 + \omega t - \psi) - x_A \omega' \quad \ldots \quad 4)$$

Wir brauchen diese Geschwindigkeit auch noch für den Schwerpunkt S des Fahrzeugs. Der Anlaufwinkel, d. h. in diesem Falle der Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und der Bahntangente im Punkte S, $\varphi_S$, ist um den konstanten Winkel $\varepsilon$, genügend genau durch $\frac{s}{r}$ ausgedrückt, kleiner als $\varphi_A$, wer den Abstand SA bezeichnet. Wird weiter der Abstand Schwerpunktes vom Drehpunkt M mit $x_S$ bezeichnet, so

$$w_S = v\left(\varphi_0 - \frac{s}{r} + \omega t - \psi\right) - x_S \omega' \quad \ldots$$

Wenn wir später auf die Kräfte übergehen, brauc wir die Beschleunigungen. Sie ergeben sich aus der schwindigkeit durch Differentiieren. Dabei ist nun zu achten, dass nicht nur $\omega'$, sondern auch die Größe x der Zeit veränderlich ist. Der Drehpunkt wird nämlich, im folgenden Abschnitt ausgeführt, ähnlich wie der statis Reibungsmittelpunkt, durch die Gesamtheit der wirken Kräfte bestimmt, die ja eben veränderlich sind. Demn müßte streng mathematisch der zweite Differentialquoti lauten:

$$\frac{d^2 f}{dt^2} = v\omega - v\omega' - x\frac{d\omega'}{dt} - \omega'\frac{dx}{dt}$$

$$\left(\frac{d\psi}{dt} \text{ ist ja } = \omega'; \quad \varphi_0 \text{ ist konstant}\right).$$

Die weitere Behandlung zeigt, daß, wenn x als veränder angesehen wird, die Lösung der Gleichungen unmöglich w

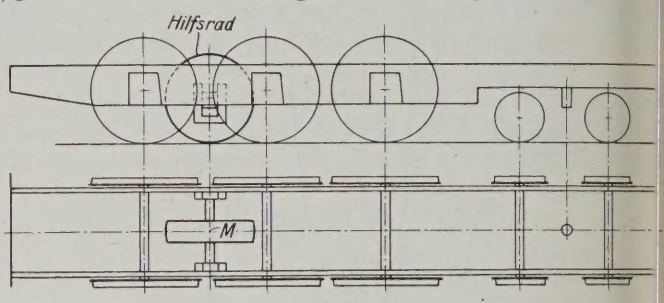



Abb. 3.

Man kann daher die Aufgabe nur in der Weise lösen, daß n in einem Näherungsverfahren die Rechnungen in Abschnit durchführt, und in jedem Abschnitt x und die von x abhängi Größen mit unveränderlichen mittleren Werten anse Je enger die Grenzen eines Abschnittes sind, um so gena wird natürlich das Rechnungsergebnis. Wenn man einen der Fahrzeugachse für eine gewisse Zeitdauer unveränderlic Drehpunkt der Vorstellung zugrunde legt, dann t natürlich an diesem eine (mit der Zeit veränderliche) Ri wirkung (Hilfskraft H) ein, die bei Aufstellung der Gleichun berücksichtigt werden muß. Sie ist, wie die übrigen Krä senkrecht zur Fahrzeugachse gerichtet, und nach in angenommen (wie P und G).

Den diesem Näherungsverfahren entsprechenden wegungsvorgang könnte man sich durch folgende Einricht verwirklicht denken (Abb. 3):

In der Längsmittelebene des Fahrzeugs und zwar an Stelle des festen Drehpunktes sei ein Rad von erheblich Eigengewicht, also etwa in Form einer Walze angebra Die Achse dieses Rades ist parallel zu den Radsätzen im Un gestell des Fahrzeugs gelagert, jedoch in senkrechten Sch führungen, so daß das Rad vom Fahrzeuggewicht kei Anteil übernimmt. Es ruhe auf einem ebenen Plattenbe der zwischen den Schienen parallel zur Bahnebene oder dieser zusammenfallend hergerichtet ist, in seiner ballig drehten Lauffläche auf; bei Fortbewegung des Fahrz kann also das Hilfsrad auf der Plattenebene eine belie Kurve beschreiben. Dem Lauf geradeaus setzt das Hilf keinen Widerstand entgegen (vom Rollwiderstand in Richt der Fahrzeugachse abgesehen), ebenso kann das Fahrzeug c Behinderung die Drehung um M ausführen, denn der Un

ungspunkt des Rades liegt ja in M oder der durch M den Lotachse. Dagegen setzt das Rad einer seitlichen chiebung infolge seiner Reibung auf der Plattenlage einen Reibungswiderstand $\mu' Q_H$ entgegen, wenn $\mu'$ Reibungsziffer zwischen Rad und Platte und $Q_H$ das cht des Rades ist. Demnach kann ein Seitenschub H innen oder nach außen bis zur Grenze $H = \mu' Q_H$, die rch genügend schwere Ausführung des Hilfsrades beeinflußt en kann, auftreten, ohne daß das Rad seitlich ausweicht. as Rad mit seiner Masse wenig über die Drehachse des zeugs hinausragt, läßt sich von seinem Trägheitswider- gegen die Drehung absehen. Bei der Unterteilung in nitte ist das Rad natürlich für jeden Abschnitt an anderen Stelle angebracht zu denken.

Die Stützkraft H wird jeweils einen Betrag annehmen, em Unterschied des für den festen Stützpunkt geltenden ertes und des dem freien Gleichgewichts-Drehpunkt örenden K-Wertes entspricht. (Bedeutung von K w. u.)

Die Bahn des Hilfsrades auf der Plattenunterlage ist etwa eine Gerade, denn die Fahrzeugachse hat ja in Augenblick eine andere Richtung, sie ist vielmehr, den oben gegebenen Erläuterungen, eine Kurve mit

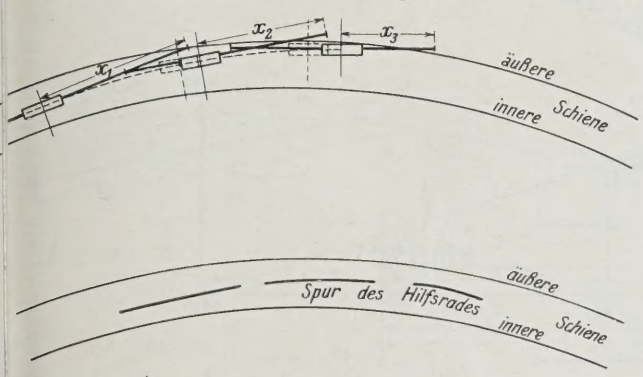



Abb. 4.

ig kleiner werdendem Halbmesser (wegen der zunehmenden eschwindigkeit). Wird nach einem gewissen Zeitabschnitt ilfsrad an eine andere Stelle der Fahrzeugachse verlegt ht, so entsteht eine neue Spur (siehe Abb. 4).

t der Vereinfachung $x = \text{konst.}$ ergibt sich nun, weil $\frac{dx}{dt} = 0$:

$$\frac{d^2 f_A}{dt^2} = v\omega - v\omega' - x_A \frac{d\omega'}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots 5)$$

$$\frac{d^2 f_S}{dt^2} = v\omega - v\omega' - x_S \frac{d\omega'}{dt} \quad \ldots\ldots\ldots 5a)$$

ist die Relativbeschleunigung längs des Strahles, e von einem auf dem Fahrstrahl mitgeführten Beobachter stellt würde.

m auf den absoluten Wert der Beschleunigung, wie z Berechnung der wirksamen Kräfte notwendig ist, zu en, muß zu dieser Relativbeschleunigung noch die zeugbeschleunigung, d. h. die Beschleunigung des- n Punktes auf dem Fahrstrahl, mit dem der Fahrzeug- gerade zusammenfällt, hinzugefügt werden; das ist anderes wie die Zentrifugalbeschleunigung $(r + f)\,\omega^2$, lls auf dem Fahrstrahl liegend aber nach einwärts tet, also negativ. Von der Veränderlichkeit mit f kann em großen Bahnhalbmesser r abgesehen und für die fugalbeschleunigung geschrieben werden: $-r\omega^2$ oder so daß sich für die absolute Beschleunigung des Punktes A h das Glied $v\omega$ weghebt, ergibt: $q_A = -v\omega' - x_A \frac{d\omega'}{dt}$, wenn man von der üblichen Schreibweise, die Differentialquotienten nach der Zeit durch Punkte zu bezeichnen, Gebrauch macht und demnach für $\omega' \ldots\ldots \dot{\psi}$ und für $\frac{d\omega'}{dt} \ldots \ddot{\psi}$ setzt:

$$q_A = -v\dot{\psi} - x_A \ddot{\psi} \text{ für Punkt A} \quad \ldots\ldots 6)$$

und

$$q_S = -v\dot{\psi} - x_S \ddot{\psi} \quad ,, \quad ,, \quad S \quad \ldots\ldots 6a)$$

Bei negativem Vorzeichen sind die Beschleunigungen nach einwärts zum Bogenmittelpunkt gerichtet. — Benötigt wird nur die Schwerpunktbeschleunigung $q_S$. Im ersten Glied auf der rechten Seite von $q_S$ erkennen wir die bei der Kreisbewegung (mit einer Umfangsgeschwindigkeit v und einer Winkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$) auftretende Zentrifugalbeschleunigung. Das zweite Glied ist die lineare Schwerpunktsbeschleunigung; die lineare Geschwindigkeit des Schwerpunktes ist ja $x_S . \dot{\psi}$.

Der Fahrstrahl OA nach der Spitze des Fahrzeugs hat, wie oben bereits angegeben, bei gleichbleibender Rollgeschwindigkeit v eine nahezu unveränderliche Drehgeschwindigkeit. Die Beschleunigungen und damit die Kräfte in der Umfangsrichtung des Bogens oder nahezu in der Richtung der Fahrzeugachse sind also bedeutungslos. Das gleiche gilt von der bei der Relativbewegung auftretenden „zweiten Zusatzbeschleunigung" oder „Coriolisbeschleunigung". Diese ist das doppelte Produkt aus der gesamten Relativgeschwindigkeit (hier w) und der Winkelgeschwindigkeit $\omega$, und steht senkrecht auf der durch die Drehachse und die Relativgeschwindigkeit gelegten Ebene, d. h. sie fällt hier in die Richtung der Bahntangente. Es ist also $q_u = 2\, w_S . \omega = 2\,(v\,\varphi_S - x_S . \omega')\,\omega$. Das liefert einen geringen Widerstand in der Fahrzeuglängsachse, der für die vorliegende Untersuchung gegenstandslos ist.

Die Beschleunigung $q_S$ liegt im Fahrstrahl OS, ist also nicht genau senkrecht auf der Fahrzeugachse. Die Winkelabweichung ist jedoch so unerheblich, daß die zur Fahrzeugachse senkrechten Komponenten den für die Fahrstrahlrichtung ermittelten Werten gleichgesetzt werden können. Die Komponenten in Richtung der Fahrzeugachse sind verschwindend, scheiden für die vorliegenden Untersuchungen auch aus.

## II. Die Kräftegleichungen.

Es müssen nun die Kräfte besprochen werden, die außer der Führungskraft auf das Fahrzeug wirken. Wie aus früherem bekannt, treten, wenn sich ein Fahrzeug mit im Rahmen festgelagerten Radsätzen um einen in der Fahrzeuglängsachse liegenden Punkt M dreht, (den „Reibungsmittelpunkt"), an den Auflagerstellen der Räder Reibungswiderstände auf, die senkrecht auf den Fahrstrahlen aus M stehen und der Drehung entgegengesetzte Richtung haben (s. Abb. 5), bei gleichem Raddruck Q und gleicher Reibungszahl $\mu$ ist dieser Widerstand überall $= \mu Q$. Die Summe der der Fahrzeugachse parallelen Komponenten dieser Kräfte ist $= 0$, wie leicht ersichtlich. Die Summe der dazu senkrechten Seitenkräfte ist

$$K = \sum_1^n \mu \,.\, Q \frac{x - d_n}{\sqrt{(x - d_n)^2 + e^2}}$$

und muß durch eine ihr gleiche Führungskraft überwunden werden. Ferner muß die Momentengleichung für einen beliebigen Punkt der Ebene erfüllt sein. Für den Reibungsmittelpunkt lautet sie:

$$\mathfrak{M} = P\,x_k = \sum_1^n \mu\, Q \sqrt{(x - d_n)^2 + e^2}.$$

Der Verlauf der $\mathfrak{M}$- und K-Werte ist in Abb. 8 für die Kuppelradsätze einer als Beispiel behandelten 2 C-Lokomotive bildlich dargestellt. Die $\mathfrak{M}$-Kurve ist, da die Abstände der mittleren Achse von der Vorder- und Hinterachse in dem gewählten Beispiel gleich sind (2,25 *m*), zur Mittelachse symmetrisch. Die K-Linie ist zum Mittelpunkt der Achsengruppe sym-

metrisch. Die linke Hälfte (gegen die hintere Achse) umfaßt die positiven, nach außen gerichteten K-Werte, die rechte die negativen. Bei Drehung der Achsgruppe um ihren Mittelpunkt ist K=o, das Moment $\mathfrak{M}$ hat einen Kleinstwert. Die K-Linie nähert sich asymptotisch den zur Abszissenachse im Abstand $\pm 6\,\mu Q$ parallelen Geraden.

Eine Tangente an die $\mathfrak{M}$-Kurve liefert, wie Heumann gefunden, im Schnittpunkt mit der Abszissenachse den Angriffspunkt der Kraft K, und in der Tangensfunktion ihres Neigungswinkels den Wert der Kraft K, so daß also $\operatorname{tg}(M_1' A_1 M_1) = K_1$; $M_1 A_1 = x_k$, $M_1 M_1' = \mathfrak{M}_1 = K_1 x_k$.

Die $\mathfrak{M}$-Kurve hat zwei vom Ordinatenanfangspunkt (Mittelpunkt der Achsgruppe) ausgehende Asymptoten unter einem Winkel, dessen trigonometrische Tangente $= 6\,\mu Q$ ist.

Die K-Linie ist wegen der Ungenauigkeit des Ziehens der Tangente an die $\mathfrak{M}$-Linie unmittelbar aus den einzelnen Komponenten zusammengesetzt worden. Außer der $\mathfrak{M}$- und K-Linie ist noch der Verlauf der Reibungsmomente $\mathfrak{M}_A$ um den Drehzapfen A als Angriffspunkt der Führung dargestellt.

Außer diesen statischen Kräften, treten nun beim würfigen Problem noch dynamische, d. h. aus der Änder der Bewegung folgende Kräfte auf.

Wenn auf einen Körper außerhalb des Schwerpun eine Kraft P wirkt, so ist diese bekanntlich nach dem Sch punkt zu verlegen, sie ruft eine Beschleunigung $q_S$ ganzen Körpermasse M hervor, wobei $P = M q_S$. Durch Verlegung ergeben sich zwei Momente. Eines, mit dem Be P . s, (wenn s den in der Bahnebene gemessenen Abstand durch den Schwerpunkt gehenden Lotachse vom Angriffsp bezeichnet), dreht das Fahrzeug um diese Lotachse. Wirkung ist $P.s = \Im_S . \ddot{\psi}$. Das zweite Moment im Ausmaß wenn h die Höhenlage des Schwerpunkts über der Bahnel ist, sucht die Lokomotive in einer Querebene zu drehen bewirkt eine Belastung der äußeren und eine Entlastung inneren Lokomotivseite. Es tritt dabei eine Bewegung Lokomotivkörpers auf den Tragfedern ein. Von der Ber sichtigung dieser Wirkung wird, wie schon oben erw abgesehen. Lediglich aus den dynamischen Kräften erg

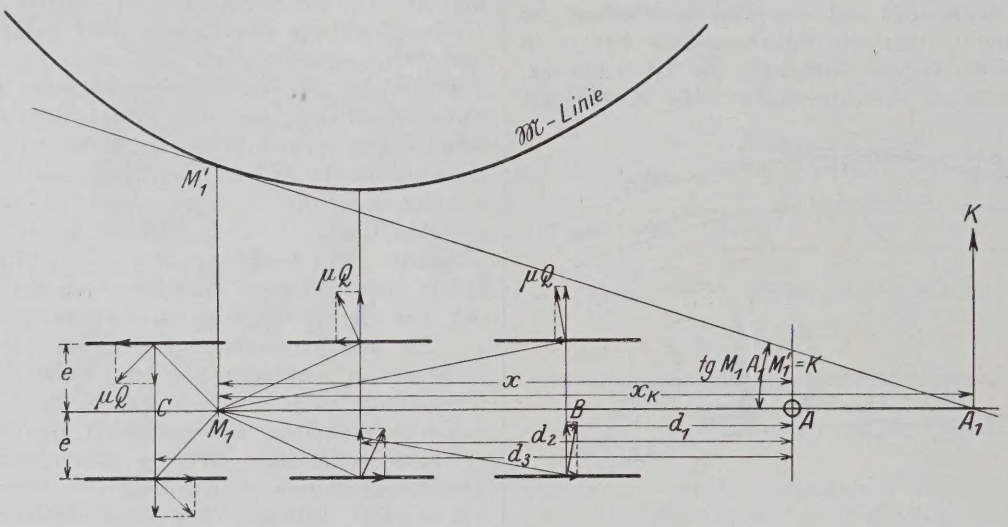



Abb. 5.

Bezeichnungen. Übersicht II.

P Gesamte auf die Fahrzeugspitze ausgeübte Kraft, herrührend von der Rückstellvorrichtung (oder Schienen- und Rahmenspannung).
K Summe der Komponenten der Reibungswiderstände senkrecht zur Fahrzeugachse.
G Gewichtskomponente des Lokomotivgewichtes (ohne Drehgestell) aus der Gleisüberhöhung.
M Masse des Lokomotivkörpers (ohne Drehgestell).
H Stützkraft am festen Drehzapfen M.
$\Im_S$ Trägheitsmoment des Lokomotivkörpers für eine durch den Schwerpunkt S gehende Lotachse.
$\Im_M$ desgl. für eine durch den Drehpunkt M gehende Lotachse.
Pv Vorspannung der Rückstellfeder.
$\delta$ Federstärke (Kraft: Durchbiegung).
$\mathfrak{M}$ Summe der Momente der Reibungskräfte für den Drehpunkt M.
$\mathfrak{M}_A$ desgl. für den Angriffspunkt A der Führungskraft.

Zu den Reibungskräften kommt noch die aus der Gleisüberhöhung in der Kurve folgende Komponente des Gewichts hinzu, die mit G bezeichnet sei, sie greift im Schwerpunkt der Lokomotive an und hat, wenn $G_L$ das Lokomotivgewicht (ohne das vernachlässigte Drehgestellgewicht), h die Überhöhung und 2e die Spurweite bezeichnet, den Wert $G = -G_L \frac{h}{2e}$, nach einwärts gerichtet, daher negativ.

sich daher, wenn $q_S$ durch $-v\dot{\psi} - x_S\ddot{\psi}$ (Formel 6a) gedrückt wird, die Gleichungen:

$$-P + M(v\dot{\psi} + x_S . \ddot{\psi}) = 0 \text{ und}$$
$$Ps - \Im_S . \ddot{\psi} = 0.$$

Bezüglich der Vorzeichen sei bemerkt, daß der der Beschleunigung hervorgehende Trägheitswiderstand einem der Beschleunigung entgegengesetzten Vorzei versehen werden muß.

Wir können nun die Grundgleichungen des Problems schreiben. Zunächst läßt sich durch Vereinigung von Gl. 1 eine Beziehung für die zeitliche Veränderung der durch Rückstellfeder hervorgebrachten Führungskraft P aufste

Da $P = f\delta + P_v$ und $\frac{df}{dt} = v(\varphi_o + \omega t - \psi) - x\dot{\psi}$,

nach Differentiieren der ersten Gleichung erhalten

$$\frac{dP}{dt} = \delta\frac{df}{dt} = \delta v(\varphi_o + \omega t - \psi) - \delta x\dot{\psi} \quad \ldots$$

Weitere zwei Gleichungen liefern die Bedingungen für das Gleichgewicht von Kräften in der Ebene: Die Su der Projektionen in der Richtung senkrecht zur Fahrachse muß 0 sein, und die Summe der Momente für beliebigen Punkt der Ebene muß 0 sein. Als Bezugsp für die Momente kann sowohl der Schwerpunkt S wie Drehpunkt M gewählt werden. In Richtung der Fahrachse sind die Kräfte an sich = 0. Unter Berücksichti der am fest angenommenen Drehpunkt auftretenden S kraft H lauten die Gleichungen (s. hierzu Abb. 6):

I. $P = \delta v (\varphi_0 + \omega t - \psi) - \delta x \cdot \dot{\psi} = 0$ . . . . . 7)

II. $-P + K - G - H + M (v \dot{\psi} + x_S \ddot{\psi}) = 0$ . . . 8)

III. $P.s - K (x_K - x_S) - H x_S - \Im_S \ddot{\psi} = 0$ . . . . . 9)

$K(x_K - x_S)$ kann $\mathfrak{M} - K x_S$ gesetzt werden.

Die vorstehenden Gleichungen bilden ein System von simultanen Differentialgleichungen. Abhängige Variable P, H und $\psi$, unabhängige Variable ist die Zeit t. — x in Festwert, damit auch $\mathfrak{M}$ und K.

Bevor an die Lösung gegangen wird, sei noch auf einen lerfall der Gleichungen II und III hingewiesen. Wenn Reibung vernachlässigt werden kann ($\mathfrak{M} = 0$, $K = 0$), ein fester Drehpunkt nicht gegeben ist ($H = 0$) so gilt len Anfang der Bewegung ($\dot{\psi} = 0$):

$$-P + M x_S . \ddot{\psi} = 0 \text{ und } P.s - \Im_S . \ddot{\psi} = 0.$$

h Ausfällen von P ergibt sich

$$(-\Im_S + M x_S . s) . \ddot{\psi} = 0$$

daraus $x_S = \frac{J_S}{M.s}$. Das ist bekanntlich der Abstand des ßmittelpunktes" vom Schwerpunkt, d. h. desjenigen tes, um den sich ein freier Körper dreht, wenn im Ab- l s vom Schwerpunkt eine Kraft angreift. Die Lage des

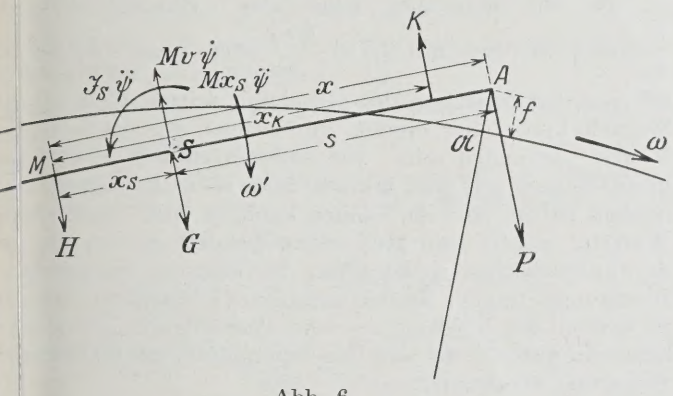



Abb. 6.

mittelpunktes ist unabhängig von der Größe der Kraft. vorliegenden Falle besteht gegenüber dem gewöhnlich chteten Stoßfalle der Unterschied, daß der Körper eine bewegung beschreibt, so daß eine Fliehkraft $Mv\dot{\psi}$ auf- Die Formel für den Stoßmittelpunkt gilt daher nur die Fliehkraft ebenso wie die Reibung = 0 oder sehr ist.

## II. Verfahren zur Lösung der Grundgleichungen.

Zur Lösung der Differentialgleichungen wird folgender eingeschlagen:

n Gleichung II und III kommt die Unbekannte H vor, kann sie ausfällen und erhält dann die Gleichung IIIa, ie Momentengleichung für den Drehpunkt M darstellt und unmittelbar hätte angeschrieben werden können.

$x_S + s) - \mathfrak{M}_M + G x_S - M x_S (v \dot{\psi} + x_S \ddot{\psi}) - \Im_S \ddot{\psi} = 0$

unter Beachtung, daß $x_S + s = x$, $M x_S^2 + \Im_S = \Im_M$ heitsmoment für eine durch M gehende Achse, wenn okomotive als Parallelepiped betrachtet wird):

IIIa $P x - \mathfrak{M}_M + G x_S - M x_S . v \dot{\psi} - \Im_M . \ddot{\psi} = 0$ . . 10)

hung 10 enthält die abhängige Variable P außer $\psi$ und n Ableitungen, Gleichung 7 den ersten Differential-

enten von P . . . . . $\dot{P}, \left(= \frac{dP}{dt}\right)$. Um eine einheitliche

hung zwischen $\psi$ und seinen Ableitungen herzustellen, P aus den Gleichungen ausgefällt werden. Dazu ist es ndig, Gleichung 10 nach t zu differentiieren:

$$\dot{P} = M \frac{x_S}{x} v \ddot{\psi} + \Im_M \frac{1}{x} . \dddot{\psi} \quad \ldots\ldots\ldots 11)$$

(Man beachte, daß x und damit auch die Summe der Reibungsmomente $\mathfrak{M}$ und Reibungskomponenten K als unveränderlich angenommen wurde; damit ist auch $x_S$ und $\Im_M$ ein Festwert).

Aus der Gleichsetzung der Werte für $\dot{P}$ in Gleichung 7) und 11) ergibt sich

$$M \frac{x_S}{x} v \ddot{\psi} + \frac{\Im_M}{x} \dddot{\psi} = \delta v (\varphi_0 + \omega t - \psi) - \delta x \dot{\psi}$$

oder nach den Differentialquotienten geordnet:

$$\frac{\Im_M}{x} \dddot{\psi} + M \frac{x_S}{x} v \ddot{\psi} + \delta x \dot{\psi} + \delta \psi v - \delta v \omega t - \delta v \varphi_0 = 0 \ldots 12)$$

Werden die Festwerte der einzelnen Glieder mit $a_1$ $a_2$ . . . . . bezeichnet, so lautet die Gleichung:

$$a_1 \dddot{\psi} + a_2 \ddot{\psi} + a_3 \dot{\psi} + a_4 \psi - a_5 t - a_6 = 0 \quad \ldots\ldots 12a)$$

Das ist die Gleichung, die den betrachteten Bewegungsvorgang mathematisch darstellt. Es ist eine lineare Differentialgleichung dritter Ordnung zwischen der Winkeldrehung der Fahrzeugachse $\psi$, und der Zeit t als unabhängiger Variabler. Letztere tritt nicht nur in den Differentialquotienten, sondern auch in algebraischer Form, $-a_5 t -$ auf und bildet mit dem konstanten Glied $a_6$ zusammen das sogenannte „Störungsglied".

In den vorstehenden Ausführungen ist stillschweigend angenommen worden, daß nur an einer Stelle, nämlich am Drehzapfen A, eine führende Kraft auftrete. Wenn diese führende Einwirkung durch eine besondere Rückstellvorrichtung übertragen wird, kann die Auslenkung des Fahrzeugrahmens so groß werden, daß außer der Vorderachse noch eine weitere, im Hauptrahmen fest gelagerte Achse anläuft, die unter Durchbiegung von Schiene und Rahmen an der Führung teilnimmt. Es kann angenommen werden, daß bei der Größenordnung der Wege und Kräfte an den beiden führenden Stellen nur der durch die unmittelbare Führung bewirkte Beschleunigungsverlauf betrachtet zu werden braucht, und die Krafteinwirkung an der Rückstelleinrichtung während dieses im allgemeinen ja äußerst kurzen Vorganges als unveränderlich angesehen werden kann mit dem Betrag, den sie beim Hinzutreten der zweiten Achse zur Führung erreicht hat. Mathematisch würden übrigens, wenn die Führung an zwei Stellen statt an einer einzigen veränderlich in Rechnung gestellt wird, keine Schwierigkeiten entstehen. Es käme nur für die neue Unbekannte der führenden Einwirkung am Rade B: $P_B$ bzw. für deren Differentialquotienten: $\dot{P}_B$ eine Gleichung von derselben Form wie für $P_A$ hinzu.

Die Lösung der oben angegebenen Differentialgleichung bietet keine mathematischen Schwierigkeiten. Man hat zunächst die Lösung der homogenen Gleichung (ohne Störungsglied): $a_1 \dddot{\psi} + a_2 \ddot{\psi} + a_3 \dot{\psi} + a_4 \psi = 0$ zu suchen. Die Lösung stellt sich dar als eine dreigliederige Summe der Exponentialfunktion $e^{\varkappa t}$:

$$\psi = A_1 e^{\varkappa_1 t} + A_2 e^{\varkappa_2 t} + A_3 e^{\varkappa_3 t}.$$

Darin sind $A_1$, $A_2$, $A_3$ Konstante, die aus den Anfangsbedingungen der Aufgabe zu bestimmen sind, während $\varkappa_1$, $\varkappa_2$, $\varkappa_3$ die Wurzeln der sogenannten Hauptgleichung:

$$a_1 \varkappa^3 + a_2 \varkappa^2 + a_3 \varkappa + a_4 = 0 \quad \ldots\ldots\ldots 13)$$

sind, die in diesem Fall vom dritten Grad ist.

Die Lösung der vollständigen Gleichung geht aus der obigen (13) dadurch hervor, daß man ein weiteres Glied in Gestalt einer algebraischen Funktion gleichen Grades wie das Störungsglied mit den zunächst unbekannten Konstanten $A_4$ und $A_5$ hinzufügt, also schreibt:

$$\psi = A_1 e^{\varkappa_1 t} + A_2 e^{\varkappa_2 t} + A_3 e^{\varkappa_3 t} + A_4 t + A_5.$$

Die Konstanten $A_4$ und $A_5$ bestimmen sich dadurch, daß $(\psi) = A_4 t + A_5$ eine Teillösung ist, die die Differential-

gleichung für sich befriedigen muß. Bildet man also $(\dot{\psi}) = A_4$, $(\ddot{\psi}) = 0$, $(\dddot{\psi}) = 0$ und setzt diese Werte in die Differentialgleichung 12a ein, so ergibt sich:

$$a_3 A_4 + a_4 A_4 t + a_4 A_5 - a_5 t - a_6 = 0.$$

Damit diese Gleichung erfüllt wird, muß sein:

$$a_4 A_4 = a_5, \text{ also } A_4 = \frac{a_5}{a_4} = \frac{\delta v \omega}{\delta v} = \omega$$

und

$$a_3 A_4 + a_4 A_5 = a_6$$

$$A_5 = \frac{a_6}{a_4} - \frac{a_3}{a_4}\omega = \frac{\delta v \varphi_0}{\delta v} - \frac{\delta x}{\delta v}\omega = \varphi_0 - \frac{x\omega}{v}.$$

Mithin lautet die vollständige Lösung:

$$\psi = A_1 e^{\varkappa_1 t} + A_2 e^{\varkappa_2 t} + A_3 e^{\varkappa_3 t} + \omega t + \varphi_0 - \frac{x\omega}{v} \quad . . \quad 14)$$

Diese Gleichung gibt für jeden Zeitpunkt t den von der Fahrzeugachse aus ihrer Anfangslage zurückgelegten Drehwinkel an. Will man die Geschwindigkeit und Beschleunigung erfahren, so hat man die Gleichung nach t zu differentiieren und erhält dann:

$$\dot{\psi} = \varkappa_1 A_1 e^{\varkappa_1 t} + \varkappa_2 A_2 e^{\varkappa_2 t} + K_3^2 A_3 e^{\varkappa_3 t} + \omega \quad . . . \quad 15)$$

$$\ddot{\psi} = \varkappa_1^2 A_1 e^{\varkappa_1 t} + \varkappa_2^2 A_2 e^{\varkappa_2 t} + \varkappa_3^2 A_3 e^{\varkappa_3 t} \quad . . . \quad 16)$$

Bestimmung der Integrationskonstanten. Da die Differentialgleichung dritter Ordnung ist, enthält die Lösung drei Integrationskonstante $A_1$, $A_2$, $A_3$, zu deren Bestimmung drei Anfangsbedingungen gegeben sein müssen. Das ist auch der Fall. Der Winkelweg $\psi$ wird von der Lage ab, in der die Drehung beginnt, gezählt, ist also für $t = 0$ ebenfalls $= 0$. Weiterhin ist in diesem Augenblick auch die Drehgeschwindigkeit $\dot{\psi} = 0$. Die Beschleunigung $\ddot{\psi}$ braucht im allgemeinen nicht $= 0$ zu sein; sie ist nur dann $= 0$, wenn die führende Einwirkung P von 0 ab wächst, (d. h. wenn keine Vorspannung vorhanden oder wenn die zur Überwindung der Reibung der Räder nötige statische Führungskraft die Vorspannung übersteigt). Andernfalls läßt sie sich aus dem bekannten Anfangswert von P berechnen, wie im Zahlenbeispiel S. 281 näher erläutert ist. Der Anfangswert sei daher mit $\ddot{\psi}_0$ bezeichnet.

Da wir auch den Zeitverlauf vom Beginn der Bewegung ab zählen wollen, ist $t = 0$ für die Anfangsbedingungen. Die Gleichungen 14 bis 16 lauten dann für den Beginn der Bewegung, da ja $e^0 = 1$ ist:

$$A_1 + A_2 + A_3 = -\varphi_0 + \frac{x\omega}{v} \quad . . . . . \quad 17)$$

$$A_1\varkappa_1 + A_2\varkappa_2 + A_3\varkappa_3 = -\omega \quad . . . . . \quad 18)$$

$$A_1\varkappa_1^2 + A_2\varkappa_2^2 + A_3\varkappa_3^3 = \ddot{\psi}_0 \quad . . . . . \quad 19)$$

Die Glieder auf der rechten Seite der Gleichungen seien mit $\tau_1$, $\tau_2$ und $\tau_3$ bezeichnet.

Wenn, wie oben bereits erwähnt, der Vorgang in Teilabschnitte zerlegt wird, mit verschiedenen x-Annahmen, so kann zwar für jeden Teilabschnitt die Zeit wieder von 0 ab gezählt werden, was sich zur Vereinfachung empfiehlt, die übrigen Werte $\psi$, $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ haben aber eine bestimmte Größe erlangt, die sich aus den Gleichungen für den vorhergehenden Teilabschnitt berechnet. Daher nehmen die $\tau$-Werte im allgemeinen Fall für den n-ten Abschnitt folgende Form an:

$$\left.\begin{aligned} (\tau_1)_n &= \psi_{n-1} - \varphi_{n-1} + \frac{x_n\omega}{v} \\ (\tau_2)_n &= \dot{\psi}_{n-1} - \omega \\ (\tau_3)_n &= \ddot{\psi}_{n-1} \end{aligned}\right\} \quad . . . . . \quad 20)$$

Die Gleichungen 17) bis 19) stellen drei lineare Gleichungen mit den drei Unbekannten $A_1$, $A_2$, $A_3$ vor; sie werden bekanntlich auf übersichtliche Weise mit Determinanten gelöst.

Die Unbekannten ergeben sich als Brüche mit dem gemeinsamen Nenner:

$$D_0 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \varkappa_1 & \varkappa_2 & \varkappa_3 \\ \varkappa_1^2 & \varkappa_2^2 & \varkappa_3^2 \end{vmatrix}$$

oder:

$$D_0 = \varkappa_2\varkappa_3(\varkappa_3 - \varkappa_2) - \varkappa_1\varkappa_3(\varkappa_3 - \varkappa_1) + \varkappa_1\varkappa_2(\varkappa_2 - \varkappa_1) \quad . .$$

Die voneinander verschiedenen Zählerdeterminanten stehen aus der obigen dadurch, daß die erste, zweite bzw. dritte senkrechte Reihe durch die rechts vom Gleichheitszeichen stehende Reihe $\begin{matrix}\tau_1\\ \tau_2\\ \tau_3\end{matrix}$ ersetzt wird. Werden sie der Reihe nach mit $D_1$, $D_2$, $D_3$ bezeichnet, so ist

$$A_1 = \frac{D_1}{D_0};\quad A_2 = \frac{D_2}{D_0};\quad A_3 = \frac{D_3}{D_0} \quad . . . . . .$$

Darin ist:

$$\left.\begin{aligned} D_1 &= +\tau_1\varkappa_2\varkappa_3(\varkappa_3 - \varkappa_2) - \tau_2(\varkappa_3^2 - \varkappa_2^2) + \tau_3(\varkappa_3 - \varkappa_2) \\ D_2 &= -\tau_1\varkappa_1\varkappa_3(\varkappa_3 - \varkappa_1) + \tau_2(\varkappa_3^2 - \varkappa_1^2) - \tau_3(\varkappa_3 - \varkappa_1) \\ D_3 &= +\tau_1\varkappa_1\varkappa_2(\varkappa_2 - \varkappa_1) - \tau_2(\varkappa_2^2 - \varkappa_1^2) + \tau_3(\varkappa_2 - \varkappa_1) \end{aligned}\right\} \quad . .$$

## IV. Erörterung der Lösung.

Da das konstante Glied der „Hauptgleichung" $\frac{a_4}{a_1}$ (nach Division mit $a_1$) $= \frac{\delta v x}{\mathfrak{M}}$ stets positiv ist, so ist wie aus der Zerlegung der Gleichung dritten Grades in Wurzelfaktoren hervorgeht, mindestens eine reelle negative Wurzel vorhanden sein. Die anderen zwei Wurzeln können ebenfalls reell sein und müssen dann ebenfalls negatives Vorzeichen haben, oder sie können komplex sein. Sind alle drei Wurzeln negativ und reell, dann handelt es sich um einen der aperiodischen gedämpften Schwingung entsprechenden Bewegungsvorgang. Ist ein komplexes Wurzelpaar vorhanden, so besteht der Vorgang aus einer Schwingung mit veränderlicher Amplitude, der sich eine aperiodisch auf 0 abnehmende Bewegung überlagert.

Welcher der beiden Fälle vorliegt, hängt von den besonderen Verhältnissen einer bestimmten Aufgabe ab. Im allgemeinen erscheint es mir auf Grund der durchgerechneten Beispiele wahrscheinlich, daß unter üblichen Verhältnissen der letztbesprochene Fall eintritt; dabei fällt unter normalen Umständen das reelle Glied der komplexen Wurzeln negativ aus, d. h. die Schwingung ist eine gedämpfte, die Ausschläge nehmen ab.

Im übrigen ist natürlich auch hier darauf hinzuweisen, daß die Lösung der Gleichungen auf der Unveränderlichkeit von x, $\mathfrak{M}$ und K beruht, somit nur näherungsweise in begrenzten Abschnitten gilt. Der gesamte Verlauf wird durch einzelne aneinandergereihte Kurvenstücke dargestellt, die zusammen einen anders gearteten Charakter haben können als es der für den einzelnen Abschnitt geltenden Formel entspricht. So könnte in einem Abschnitt auch eine Schwingung mit zunehmender Amplitude vorhanden sein.

Für den gewöhnlichen Fall komplexer Wurzeln lassen sich die Exponentialfunktionen in die gebräuchlicheren Kreisfunktionen umformen:

Es ist mit komplexem Wurzelpaar $\beta \pm \gamma i$ und reellen Wurzel $\alpha$ Gleichung 14:

$$\psi = A_1 e^{\alpha t} + A_2 e^{(\beta+\gamma i)t} + A_3 e^{(\beta-\gamma i)t} + \omega t + \varphi_0 - \frac{x\omega}{v}$$

Das läßt sich umformen zu

$$\psi = A_1 e^{\alpha t} + e^{\beta t}\left[(A_2 + A_3)\cos(\gamma t) + i(A_2 - A_3)\sin(\gamma t)\right] + \omega t + \varphi_0 - \frac{x\omega}{v}$$

$$A_2 e^{i\gamma t} = A_2 \cos(\gamma t) + i A_2 \sin(\gamma t)$$

$$A_3 e^{-i\gamma t} = A_3 \cos(\gamma t) - i A_3 \sin(\gamma t).$$

$A_2 + A_3$ und $i(A_2 - A_3)$ seien die neuen Konstanten B C eingeführt, für $A_1$ werde kurzweg A geschrieben. t ist

$$\psi = A e^{\alpha t} + e^{\beta t}\Big(B\cos(\gamma t) + C\sin(\gamma t)\Big) + \omega t + \varphi_0 - \frac{x\omega}{v} \quad . . 24)$$

leicher Weise lassen sich auch die Gleichungen 15) und umformen:

$$\dot\psi = A_1 \alpha e^{\alpha t} + (\beta + \gamma i) A_3 e^{(\beta+\gamma i)t} + (\beta - \gamma i) A_3 e^{(\beta-\gamma i)t} + \omega$$
$$= A_1 \alpha e^{\alpha t} + e^{\beta t}\Big[(\beta + \gamma i) A_2 \big(\cos(\gamma t) + i \sin(\gamma t)\big) + (\beta - \gamma i) A_3 \big(\cos(\gamma t) - i \sin(\gamma t)\big)\Big] + \omega$$
$$= \alpha e^{\alpha t} + e^{\beta t}\Big[(\beta B + \gamma C)\cos(\gamma t) - (\gamma B - \beta C)\sin(\gamma t)\Big] + \omega \quad . . 25)$$

r

$$= A_1 \alpha^2 e^{\alpha t} + (\beta + \gamma i)^2 A_3 e^{(\beta+\gamma i)t} + (\beta - \gamma i)^2 A_3 e^{(\beta-\gamma i)t}$$
$$= A_1 \alpha^2 e^{\alpha t} + e^{\beta t}\Big[(\beta + \gamma i)^2 A_2 \big((\cos(\gamma t) + i \sin(\gamma t)\big) + (\beta - \gamma i)^2 A_3 \big(\cos(\gamma t) - i \sin(\gamma t)\big)\Big]$$
$$\ddot\psi = A \alpha^2 e^{\alpha t} + e^{\beta t}\Big[\big((\beta^2 - \gamma^2) B + 2\beta\gamma C\big)\cos(\gamma t) + \big((\beta^2 - \gamma^2) C - 2\beta\gamma B\big)\sin(\gamma t)\Big] \quad . . . . . 26)$$

Schließlich sei noch der Ausdruck für die Relativ-windigkeit w angefügt:

ist $w = v(\varphi_0 + \omega t - \psi) - x\dot\psi$. Siehe Gleichung 4).

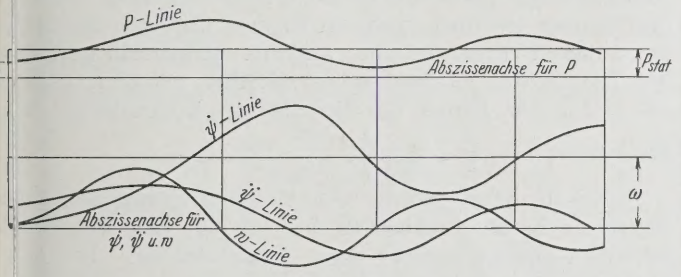



Abb. 7.

man darin die gefundenen Ausdrücke für $\psi$ und $\dot\psi$ ein, hält man nach einigen Umformungen:

$$w = -A e^{\alpha t}(v + \alpha x) - e^{\beta t}\Big[\big((v + \beta x) B + \gamma x C\big)\cos(\gamma t) + \big((v + \beta x) C - \gamma x B\big)\sin(\gamma t)\Big] \quad . . . . . 27)$$

den Anlaufwinkel $\varphi$ findet man unter Benützung der hung 3: $\varphi = \varphi_0 + \omega t - \psi$:

$$\varphi = \frac{x\omega}{v} - A e^{\alpha t} - e^{\beta t}\Big(B\cos(\gamma t) + C\sin(\gamma t)\Big) \quad . . 28)$$

An Stelle der zusammengesetzten Schwingung läßt sich ntlich eine einfache Sinusschwingung setzen, aus der die Phasenverschiebung der einzelnen Größen gegen-der hervorgeht. Auf die Umformung sei aber hier ver-et.

Die Schwingungsdauer des schwingenden Bewegungs-ls ist bei allen Größen $\psi$, $\dot\psi$, $\ddot\psi$, w usw. gleich und beträgt

$$T = 2\frac{\pi}{\gamma}.$$

Die Überlagerung durch die in der Exponentialfunktion stellte aperiodische Bewegung bewirkt natürlich eine nderung der Periode der Gesamtbewegung. Doch nehmen er aperiodischen Bewegung angehörenden Größen wegen großen Werte von $-\alpha$ rasch ab und sind im späteren uf der Schwingung zu vernachlässigen.

Wie die Bewegung verlaufen würde, wenn die Formeln in gend weiten Grenzen als gültig angesehen werden könnten, hematisch in Abb. 7 dargestellt. Es ist wohl erlaubt, darin auch einigermaßen ein Bild des tatsächlichen Bewegungsvorganges zu sehen. Dabei ist von der inneren Reibung der Blattfederrückstellung abgesehen, die Kurven sind also ohne Sprung fortgesetzt. Der Winkelweg $\psi$ Gleichung 24 wächst wegen des Gliedes $\omega t$ ununterbrochen bis zum Ende der Bahnkrümmung. Gegenüber diesem gleichmäßig zunehmenden Weg $\omega t$ eilt die Drehung bald etwas vor, bald bleibt sie etwas zurück, weshalb sich die Kurve für $\psi$ um die durch den Nullpunkt gehende Gerade $\psi = \omega t$ herumschlängelt (in Abb. 7 nicht dargestellt).

Die Relativgeschwindigkeit w nimmt sowohl positive, wie negative Werte an, sie erreicht zwischen dem Beginn des Vorgangs und dem größten Ausschlag $f_{max}$ einen nach auswärts gerichteten Größtwert, bei $f_{max}$ ist $w = 0$, die Fahrzeugspitze geht wieder nach einwärts. Die Mittellage der Fahrzeuglängsachse ist aber nicht etwa die durch den Zapfen des Drehgestells bestimmte mit $f = 0$. Vielmehr ist derjenige Ausschlag die Schwingungsmitte, der eine Kraft $P_{stat}$ liefert, die dem statischen Gleichgewicht der Kräfte entspricht, also dem nach Abklingen der Schwingung eintretenden Beharrungszustand. Dementsprechend schwingt auch P nicht um 0, sondern um eben diesen Wert $P_{st}$, wie man aus der Gleichung 8 erkennt, wenn man $\dot\psi$ und $\ddot\psi$ als Funktion der Zeit ausdrückt und $t = \infty$ setzt. Es wäre denkbar, daß die Schwingungsausschläge unter besonderen Verhältnissen so groß werden, daß auch die Lage $f = 0$ überschritten wird, die Schwingung also über die Drehgestellmitte nach innen hinüberführt. Dann wird aber eine sehr energische Gegenkraft ausgelöst, denn die Federkraft (einschließlich der Vorspannung) wechselt ihr Vorzeichen, außerdem springt wegen des Übergangs vom kraftabgebenden in den kraftaufnehmenden Zustand der Reibungsbeiwert der Feder ins Gegenteil und vergrößert deren Widerstandskraft. — Im allgemeinen wird die Schwingung durch die Reibung der Räder auf den Schienen schon vor dem Richtungswechsel der Rückstellkraft abgebremst.

In dem Zeitpunkt, in dem $w = 0$, ist nicht gleichzeitig auch $\dot\psi$, die Drehgeschwindigkeit $= \omega$, wie ein Blick auf die Formel 25 und 27 zeigt; w ist ja nicht nur von $\psi$, sondern auch von x abhängig. Die durch den Anlaufwinkel $\varphi$ bewirkte Lage des Lotfußpunktes L braucht für $\dot\psi = \omega$ noch keineswegs mit dem physikalischen Drehpunkt M zusammenzufallen (vergl. Abb. 1), so daß die durch die Bogenbewegung geforderte Geschwindigkeit der Fahrzeugspitze: $\mathfrak{x}\,\omega$ verschieden ist von der tatsächlichen $x\,\omega$. Die Schwingung kommt also für $\dot\psi = \omega$ noch nicht zur Ruhe. — Die Winkelgeschwindigkeit $\dot\psi$ schwingt nicht um den Wert 0, sondern, wie aus der Formel 25 für $t = \infty$ hervorgeht, um den Wert $\omega$; ($\alpha$ und $\beta$ sind ja als negativ vorausgesetzt). Den Wert 0 hat $\dot\psi$ nur zu Beginn des Vorganges, für $t = 0$, weil hier die veränderlichen Glieder der Formel negativ sind und in ihrem absoluten Wert $= \omega$. Im weiteren Verlauf werden sie wegen der Exponentialfunktion ständig kleiner, so daß $\dot\psi$ niemals negative Werte annehmen kann. Das ist sehr zu beachten, denn durch den Drehsinn von $\dot\psi$ ist die Richtung der zwischen den Rädern und der Schiene auftretenden Reibungskräfte festgelegt. Da sich das Fahrzeug auf der Unterlage stets im selben Sinne dreht, kehren sich die Reibungskräfte niemals um. Die Reibung auf den Schienen hat also nicht die bei gewöhnlichen Reibungsschwingungen auftretende stark dämpfende Wirkung, sie äußert sich nur in einer Verlagerung der Schwingungsmitte (s. o.). Auch aus dem Verlauf des Winkelweges $\psi$, der ständig größer, niemals kleiner wird, hätte man dies entnehmen können.

Erst allmählich, nach Ausführung einer mehr oder weniger großen Anzahl von Ausschlägen klingen praktisch sämtliche Schwingungen ab und es nähern sich die Größen ihrem Beharrungswert, so daß nun auch die Verschiedenheit der Phase

von w und $\psi$ gegenstandslos wird und der statische Gleichgewichtszustand eintritt.

Von besonderer Bedeutung erscheint die Vorspannung $P_v$ der Rückstellvorrichtung. Ist diese sehr klein, so läuft das Fahrzeug während eines verhältnismäßig großen Zeitanteils gerade aus, der Anlaufwinkel $\varphi$, die nach außen gerichtete Geschwindigkeit $w = v(\varphi + \omega t)$ und der Ausschlag f wird groß, bevor die Rückstellkraft nennenswert zur Wirkung kommt; sie muß dann im späteren Verlauf zu um so größeren Werten anwachsen.

Die Formeln 24 bis 26 gestatten nun, für verschiedene Zeiten t die erreichten Drehwege, Drehgeschwindigkeiten und Drehbeschleunigungen zu berechnen. Damit ist dann auch in jedem Zeitpunkt die Fliehkraft und der Trägheitswiderstand gegen seitliche Verschiebung wie gegen Drehung bekannt. Aus Gleichung 10 ergibt sich dann P und aus Gleichung 8 die Hilfskraft H. Trägt man den Verlauf von P zeichnerisch auf, so gelangt man zu dem Größtwert P, der das meiste Interesse in Anspruch nimmt, weil von ihm die Sicherheit gegen Entgleisungen abhängt. Damit ist dann auch der größte Ausschlag gegeben. Endlich liefert das Verfahren die Zeitdauer des Vorganges bis zur Erreichung der Geschwindigkeit $\omega$ und bis zum Eintritt des Größtwertes von P.

## V. Zahlenbeispiel*).

Um die Anwendung des Rechnungsverfahrens deutlicher zu machen, soll im folgenden ein Beispiel gerechnet werden. Dem Rechnungsbeispiel werde als Fahrzeug eine Schnellzuglokomotive der Bauart 2C zugrunde gelegt. Der Achsstand der drei gekuppelten Achsen ist 4,50 *m*, die Entfernung der hinteren Achse vom Drehzapfen, AC = 7,75 *m*, der Abstand des Schwerpunktes vom Drehzapfen A S = s = 3,82 *m* (vergl. Abb. 8).

Die Gewichtszahlen der Lokomotive sind:

$Q_T = 7{,}8$ *to* Treibradbelastung
$Q_L = 6{,}0$ *to* Laufradbelastung
$G_{Lok} = 70{,}8$ *to* Gesamtgewicht (ohne Drehgestell)
$M = 7{,}2$ ($m^{-1}$ *to* $sk^2$) Masse der Lokomotive (ohne Drehgestell).

Das Trägheitsmoment $\Im$ wird (nach Meineke**) nach den einschlägigen Abmessungen der Lokomotive gleichgesetzt dem eines Parallelepipeds von 9,5 *m* Länge, 2,07 *m* Breite und 2,70 *m* Höhe und hat dann für die lotrechte Schwerpunktsachse den Wert $\Im_S = 58$ *m to* $sk^2$ oder 5800000 *cm kg* $sk^2$.

Der Reibungswert sei an allen Rädern mit $\mu = \frac{1}{6}$ angenommen, also $\mu\, Q_T = 1{,}3$ *to*, $\mu\, Q_L = 1{,}0$ *to* $= 0{,}77\, \mu\, Q_T$. Das ist weniger als man gewöhnlich annimmt. Ich glaube jedoch, daß man wenigstens für größere Halbmesser mit kleineren Reibungswerten der Wirklichkeit näher kommt.

Untersucht werde der Einlauf in eine Gleiskrümmung von r = 300 *m* Halbmesser bei einer Geschwindigkeit von V = 65 *km/Std.* = 18 *m/sk*; es ist dies die für eine solche Krümmung zugelassene Höchstgeschwindigkeit. Die Winkelgeschwindigkeit $\omega$ beträgt $\frac{18}{300} = 0{,}06\ sk^{-1}$. Ein Übergangsbogen sei nicht vorhanden. Dagegen sei eine Überhöhung von 100 *mm* angenommen; vorgeschrieben sind 110 *mm*; da aber das Fahrzeug beim Beginn der Bewegung z. T. noch auf der Überhöhungsrampe steht, wurde dies durch ein etwas geringeres Maß berücksichtigt. Daraus entsteht eine im Schwerpunkt S der Lokomotive angreifende, nach einwärts gerichtete Gewichtsseitenkraft $G = \frac{0{,}100}{1{,}50} G_{Lok} = 4{,}70$ *to*, we 1,5 *m* die Entfernung der Auflagerpunkte der Räder der link und rechten Seite ist.

Von besonderem Einfluß auf den Vorgang ist die Rüc stellvorrichtung. Es werde angenommen, daß sie bekannte Form einer doppelten Blattfeder habe. Die V spannung $P_v$ betrage 0,450 *to*, die Federstärke, gemes durch die einer Einsenkung von 1 *mm* entsprechende lastung 86 *kg**). Die Größe $\delta$, Kraft für Verschiebung Drehgestells auf die Längeneinheit hat also den Wert 43 *kg/* oder *to/m*.

Von der Berücksichtigung der sehr unsicheren Reibu der Federblätter aneinander sei ebenso wie von der Berü sichtigung der inneren Reibung im Material (Dämpfu abgesehen.

Es muß nun noch festgestellt werden, unter welch Anlaufwinkel $\varphi_0$ das Fahrzeug mit der führenden Ac an die äußere Bogenschiene herantritt. Das hängt natürl von Zufälligkeiten ab, es kann das Fahrzeug mit sämtlich Rädern der linken Seite vor Eintritt in die Gleiskrümmu am äußeren Schienenstrang anliegen, so daß $\varphi_0 = 0$ und auswärts gerichtete Geschwindigkeitskomponente $v \sin \varphi$ Beginn ebenfalls = 0 ist. Das ist der günstigste Fall. könnte das Fahrzeug aber auch beim Eintritt in den Bo sich in Spießgangstellung befinden, der Anlaufwinkel also s groß sein. Noch ungünstiger wird der Anlaufwinkel, we das Fahrzeug ganz am inneren Schienenstrang anliegt, daß es erst in einer gewissen Entfernung vom Bogenanfa am äußeren Schienenstrang anläuft. Allgemein gilt, wen der Winkel der Fahrzeugachse mit dem geraden Gleisstra ist und l die Länge des Bogens von Bogenanfang bis Fahrzeugspitze: $\varphi = \xi + \frac{l}{r}$.

Der Rechnung wurde der Fall zugrundegelegt, daß Fahrzeug in einem Abstand von 15 *mm* den Schienen geraden Gleises parallel liege, also $\xi = 0$ sei. Die Achs abstände vom Schienenstrang sind also $y_A = y_B = 15$ *m*.

Wenn das erste Rad anläuft und nach einwärts verschob wird, wird das Fahrzeug im ganzen nicht sofort folgen, v ja die führende Kraft P erst eine solche Größe erreicht hab muß, daß sie die Reibung der im Hauptrahmen gelager Achsen auf den Schienen zu überwinden vermag. Ist di „statische" Kraft $P_{st}$ und entspricht ihr eine Verschieb der führenden Achse von $f_{st} = \frac{P_{st} - P_v}{\delta}$, so ist die Bogenläng gegeben durch

$$\frac{l^2}{2r} = y_{B,C} + f_{st} \quad \ldots\ldots\ldots$$

Es muß also zunächst einmal diese statische Führun kraft ermittelt werden.

Aus der Momentenkurve $\mathfrak{M}_A$ in Abb. 8 findet man lei den Punkt $x_{st}$, wo $\mathfrak{M}_A$ der einzigen vorhandenen Einwirku $G.s = 4{,}7.3{,}82 = 18$ *m to* $(= 13{,}8\ m\mu Q)$ gleich ist, zu $x_{st}$ $= 7{,}71$ *m*.

Aus der K-Kurve der Abb. 8 ergibt sich der zugehör Wert K = 4,90 *to* (Summe der Reibungskomponenten se recht zur Fahrzeugachse) und damit die Führungskraft Führungszapfen $P_{st} = K - G = 4{,}90 - 4{,}70 = 0{,}200$ *to*, also verschwindender Betrag, der innerhalb der Vorspannung Rückstellfeder liegt. Infolge der Überhöhung ist also die Überwindung der Reibung nötige Kraft nahezu vollständ gedeckt, eine Auslenkung des Drehgestells zur Hervorrufu

*) Die Rechnungen sind mit dem Rechenschieber ausgeführt. Die Werte der Exponential-, Kreis- und Hyperbelfunktionen sind der Tabelle 4 der „Hütte", 25. Auflage entnommen. Die Zahlen sind daher mit kleinen Ungenauigkeiten behaftet.

**) Organ 1925, Seite 49.

*) Es sind dies die bei Lokomotiven der Deutschen Reic bahn gebräuchlichen Werte; vergl. Schneider „Hauptform des zweiachsigen Lokomotivlaufgestells", Z. V. D. I. 1929, S. 4

solchen Kraft ist nicht nötig, $f_{st} = 0$. Damit wird Gl. 30

$$l = \sqrt{2 \,.\, 300 \,.\, 0{,}015} = 3\ m$$

der Anlaufwinkel:

$$\varphi_0 = \frac{3}{300} = 0{,}010.$$

Die nächste Aufgabe besteht darin, die Lage des Drehktes für den Beginn der Bewegung zu ermitteln. Er im vorliegenden Fall nicht mit dem soeben ermittelten kt zusammen, weil für den Beginn der Bewegung die ungskraft P einen vom statischen verschiedenen Wert hat, lich gleich der Vorspannung ist, $P = P_v = 0{,}450$ *to*. Dem richt dann auch ein bestimmter Anfangswert $\ddot{\psi}_0$ der

der Drehpunkt („Stoßmittelpunkt" N) um $x_{SN} = \frac{\Im s}{M \,.\, s}$ vom Schwerpunkt S entfernt liegt, auf der entgegengesetzten Seite des Kraftangriffs; und zwar ist $x_{SN}$ unabhängig von der Größe der Kraft. Für unseren Fall ist $x_{SN} = \frac{58}{7{,}2 \,.\, 3{,}82} = 2{,}11\ m$ oder $x_N = 2{,}11 + 3{,}82 = 5{,}93\ m$. Wenn P sehr groß wird, so daß die sonst noch vorhandenen Kräfte: Reibung und Unterschied zwischen Fliehkraft und Überhöhungswirkung dagegen zurücktreten, so wird der Drehpunkt nahezu mit dem Stoßmittelpunkt zusammenfallen. Es ist daher anzunehmen, daß im Verlaufe des Bewegungsvorgangs der Drehpunkt nach der Fahrzeugspitze zu wandern, x also kleiner werden wird.

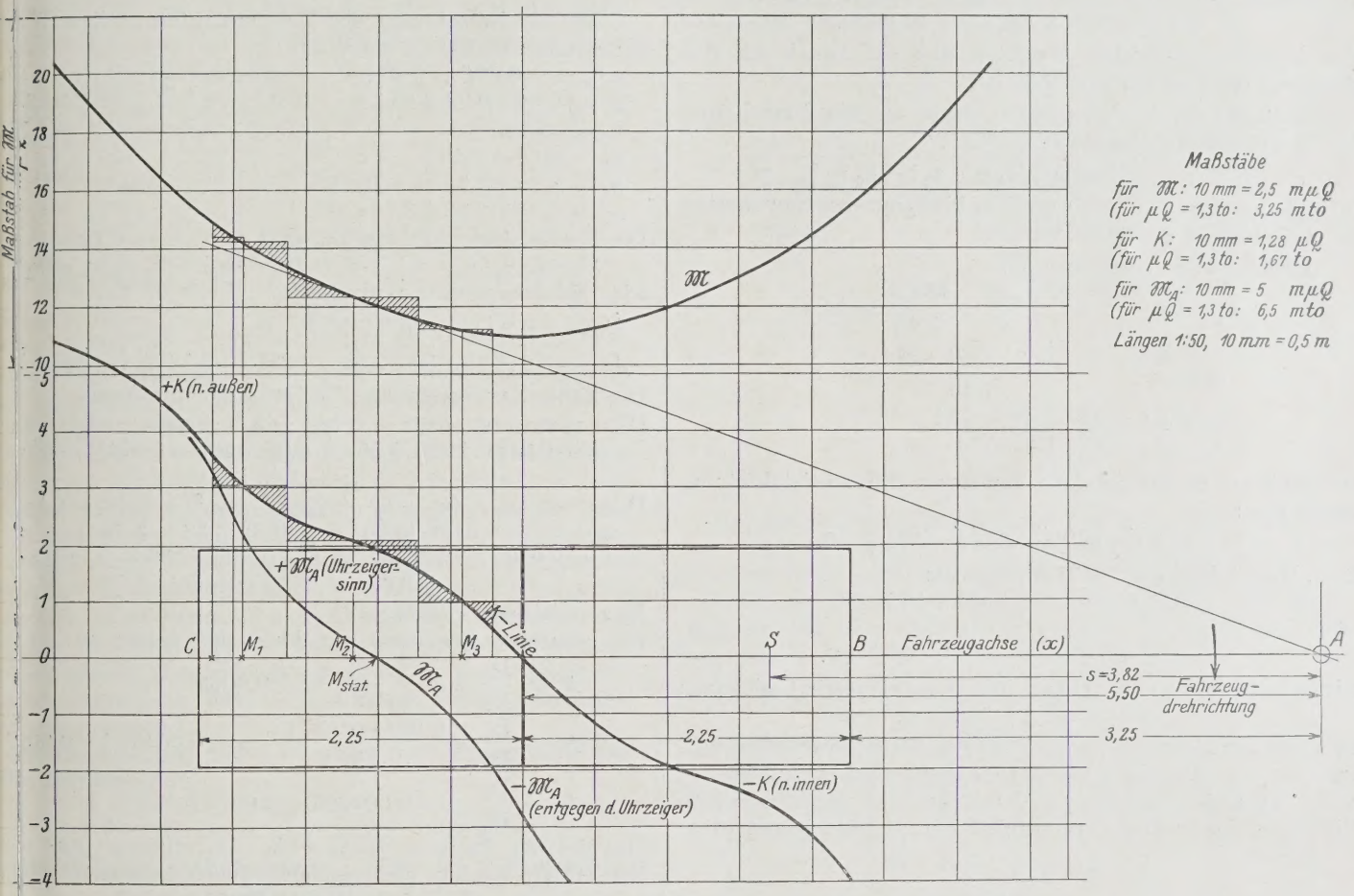



Abb. 8.

leunigung. Zur Berechnung von $x_0$ und $\psi_0$ dienen die hungen 8) und 9), in denen jedoch H fortzulassen ist, es sich um freies Gleichgewicht handelt:

$$-P + K - G + M\,v\,\dot{\psi} + M\,x_S\,\ddot{\psi} = 0 \quad \ldots\ldots \quad 8)$$

$$P\,s - \mathfrak{M} + K\,x_s - \Im s\,\ddot{\psi} = 0 \quad \ldots\ldots \quad 9)$$

man $\ddot{\psi}$ aus, so erhält man:

$$(P\,s - \mathfrak{M})\,M\,x_S + K\,\Im_M - (P + G - M\,v\,\dot{\psi})\,\Im s = 0 \ldots 31)$$

r nur noch x (in $\mathfrak{M}$, $\Im_M$ und $x_S$) enthalten ist. $\dot{\psi}$ ist im $ng = 0$.

Auf zeichnerischem Weg findet man als genügenden $x_0 = 7{,}70\ m$, nicht wesentlich verschieden von obigem , und sodann aus der Momentengleichung 8). $\ddot{\psi}_0 = 0{,}017$. t 19,9 *mto*, $K = 4{,}90$ *to*, $\Im_M = 167$ für $x = 7{,}70\ m$).

Es fragt sich nun, in welcher Richtung der Drehpunkt nehmendem P seine Lage ändert. — Es wurde oben gezeigt, 7, daß, wenn es sich um eine reine Stoßbewegung handelt,

Der Verlauf der Rechnungen zeigt, daß der Vorgang in der angenommenen Form der Führung durch nur eine Achse nicht bis zu dem Punkte sich erstreckt, wo der Ausschlag und damit die führende Einwirkung ihre größten Werte erhalten. Es wird vielmehr schon vorher eine weitere Achse und zwar fast gleichzeitig die erste Kuppelachse der Lokomotive am äußeren und die hintere am inneren Schienenstrang zum Anliegen kommen, so daß also von da ab die Führung in zwei bzw. drei Punkten erfolgt. Aus eingangs angegebenen Gründen muß dieser Fall außer Betracht gelassen werden. Das Beispiel soll also rechnerisch nur für den ersten Abschnitt des Vorgangs behandelt werden. Der Wert x ist dann als fester Mittelwert dieses Abschnittes anzunehmen. Wie groß er anzunehmen ist, kann natürlich nur durch Proberechnungen ermittelt werden. Als brauchbarer Wert ergab sich

$$x_1 = 7{,}46\ m.$$

Hierfür wird der Abb. 8 $M = 18{,}6$, $K = 4{,}00$ entommen, weiter ist $x_S = 3{,}64$, $\Im_M = 153{,}6$.

Wenn die Drehung um einen bestimmten Punkt erzwungen wird, so tritt nach den vorangegangenen Ausführungen dort eine Rückwirkung H auf. Außerdem nimmt $\ddot{\psi}_0$ wegen der Verkettung von H und $\ddot{\psi}$ in den 2 Gleichungen 8) und 9) einen von dem oben angegebenen verschiedenen Wert an; letzterer findet sich aus Gleichung 10):

$$(\ddot{\psi}_0) = \frac{1}{\mathfrak{J}_M}\,(Px - \mathfrak{M} + G x_S);\ (\dot{\psi} = 0)$$

zu: $(\ddot{\psi}_0 = \frac{1}{153{,}6}\,(0{,}450 \cdot 7{,}46 - 18{,}6 + 4{,}70 \cdot 3{,}64) = 0{,}0121$

Damit wird H zu Beginn der Bewegung nach Gleichung 8):

$$H = K - P - G + M x_S \cdot \ddot{\psi} = 4{,}00 - 0{,}450 - 4{,}70 + \\ + 7{,}2 \cdot 3{,}64 \cdot 0{,}0121 = -0{,}84\ to.$$

Das negative Vorzeichen bedeutet, daß der Druck auf das Fahrzeug nach außen gerichtet ist.

Nach diesen Vorbereitungen kann an die Berechnung der in der Differentialgleichung 12a):

$$a_1 \dddot{\psi} + a_2 \ddot{\psi} + a_3 \dot{\psi} + a_4 \psi - a_5 t - a_6 = 0$$

enthaltenen festen „Grundwerte" $a_1$ bis $a_4$ aus den Kennwerten der Lokomotive gegangen werden.

Es ist (vergl. Gleichung 12):

$$a_1 = \frac{\mathfrak{J}_S + M x_S^2}{x} = \frac{\mathfrak{J}_M}{x} = \frac{153{,}6}{7{,}46} = 20{,}5$$

$$a_2 = \frac{M x_S \cdot v}{x} = \frac{7{,}2 \cdot 3{,}64 \cdot 18}{7{,}46} = 63{,}1$$

$$a_3 = \delta x = 43 \cdot 7{,}46 = 321$$

$$a_4 = \delta v = 43 \cdot 18 = 774$$

Die zunächst zu behandelnde homogene Differentialgleichung lautet also:

$$20{,}5\,\dddot{\psi} + 63{,}1\,\ddot{\psi} + 321\,\dot{\psi} + 774\,\psi = 0.$$

Die „Hauptgleichung" (13) hierfür ist:

$$20{,}5\,\varkappa^3 + 63{,}1\,\varkappa^2 + 321\,\varkappa + 774 = 0$$

oder

$$\varkappa^3 + 3{,}078\,\varkappa^2 + 15{,}6\,\varkappa + 37{,}7 = 0.$$

Die Substitution $\varkappa = \lambda - 1{,}026$ liefert die reduzierte Gleichung:

$$\lambda^3 + 12{,}46\,\lambda + 23{,}86 = 0.$$

Da der Koeffizient der ersten Potenz positives Vorzeichen hat, ergibt sich die Lösung in der Form hyperbolischer Funktionen; es ist, wenn der Beiwert von $\lambda$ mit 3 p, das unveränderliche Glied mit 2 q und der Hilfswinkel mit $\varphi$*) bezeichnet wird:

$$\mathfrak{Sin}\,\varphi = \frac{q}{p\sqrt{p}};$$

$$\lambda_1 = -2\sqrt{p}\,\mathfrak{Sin}\left(\frac{\varphi}{3}\right)$$

$$\lambda_2 = +\sqrt{p}\,\mathfrak{Sin}\left(\frac{\varphi}{3}\right) + i\sqrt{3p}\,\mathfrak{Cof}\left(\frac{\varphi}{3}\right)$$

$$\lambda_3 = +\sqrt{p}\,\mathfrak{Sin}\left(\frac{\varphi}{3}\right) - i\sqrt{3p}\,\mathfrak{Cof}\left(\frac{\varphi}{3}\right)$$

In Zahlen: $\mathfrak{Sin}\,\varphi = \frac{11{,}93}{4{,}15 \cdot 2{,}037} = 1{,}412;\quad \varphi = 1{,}145$

$$\mathfrak{Sin}\,\frac{\varphi}{3} = 0{,}391 \qquad \mathfrak{Cof}\,\frac{\varphi}{3} = 1{,}074$$

$\lambda_1 = -2 \cdot 2{,}037 \cdot 0{,}391 = -1{,}59$

$\lambda_{2,3} = 2{,}037 \cdot 0{,}391 \pm i\,3{,}52 \cdot 1{,}074 = +0{,}795 \pm i\,3{,}78$

Der Übergang auf $\varkappa = \lambda - 1{,}026$ liefert:

$\varkappa_1 (= \alpha) = -2{,}62, \qquad \varkappa_{2,3} = \beta \pm \gamma\,i = -0{,}231 \pm 3{,}78\,i.$

Die reellen Teile der Wurzeln haben also negatives Vorzeichen, wie dies für einen normalen Verlauf des Vorganges Voraussetzung ist, (gedämpfte Schwingung!).

*) Nicht zu verwechseln mit dem Anschneidwinkel.

Bestimmt man noch die Festwerte

$$A_4 = \omega = 0{,}06 \text{ und } A_5 = \varphi_0 - \frac{x\,\omega}{v} = 0{,}01 - \frac{7{,}46 \cdot 0{,}06}{18} = -0{,}01$$

so ergibt sich als Lösung der Aufgabe (Gleichung 1

$$\psi = A_1 e^{-2{,}62\,t} + A_2 e^{(-0{,}231+3{,}78\,i)\,t} + A_3 e^{(-0{,}231-3{,}78\,i)\,t} + \\ + 0{,}06\,t - 0{,}0148.$$

In ähnlicher Form erscheint $\dot{\psi}$ und $\ddot{\psi}$.

Weniger einfach gestaltet sich die nun vorzunehmen Bestimmung der Integrationskonstanten $A_1$, $A_2$ u $A_3$. Die Größen $\tau_1$ $\tau_2$ und $\tau_3$ haben die Werte:

$$\tau_1 = -A_5 = +0{,}0148$$

$$\tau_2 = \dot{\psi}_0 - \omega = 0 - 0{,}060$$

$$\tau_3 = (\ddot{\psi}_0) = +0{,}0121.$$

Die zur Berechnung der Determinanten nötigen Wurz kombinationen haben die Werte:

$\varkappa_1 \varkappa_2 = +0{,}604 - 9{,}89\,i$ $\qquad$ $\varkappa_3 - \varkappa_2^2 = (-4\,\beta\gamma\,i) = 3{,}$

$\varkappa_1 \varkappa_3 = +0{,}604 + 9{,}89\,i$ $\qquad$ $\varkappa_3^2 - \varkappa_1^2 = -21{,}1 + 1{,}75\,i$

$\varkappa_2 \varkappa_3 = 14{,}35$ $\qquad$ $\varkappa_2^2 - \varkappa_1^2 = -21{,}1 - 1{,}75$

$\varkappa_3 - \varkappa_2 = -7{,}56\,i$

$\varkappa_3 - \varkappa_1 = +2{,}38 - 3{,}78\,i$

$\varkappa_2 - \varkappa_1 = +2{,}38 + 3{,}78\,i$

Die Nenner-Determinante $D_0$ wird

$$D_0 = \varkappa_2 \varkappa_3 (\varkappa_3 - \varkappa_2) - \varkappa_1 \varkappa_3 (\varkappa_3 - \varkappa_1) + \varkappa_1 \varkappa_2 (\varkappa_2 - \varkappa_1)$$

oder bei komplexem Wurzelpaar:

$$D_0 = -2\,\gamma\,i\left((\alpha - \beta)^2 + \gamma^2\right)$$

$$D_0 = -2 \cdot 3{,}78 \cdot i\left((-2{,}62 + 0{,}231)^2 + 3{,}78^2\right) = -151{,}2\,i.$$

Die Zähler-Determinanten (23) erhalten die Werte:

$$D_1 = \tau_1 \varkappa_2 \varkappa_3 (\varkappa_3 - \varkappa_2) - \tau_2 (\varkappa_3^2 - \varkappa_2^2) + \tau_3 (\varkappa_3 - \varkappa_2) = \\ = -0{,}0148 \cdot 14{,}35 \cdot 7{,}56\,i + 0{,}06 \cdot 3{,}50\,i - 0{,}0121 \cdot 7{,}56\,i = \\ = -1{,}48\,i$$

$$D_2 = -\tau_1 \cdot \varkappa_1 \varkappa_3 (\varkappa_3 - \varkappa_1) + \tau_2 (\varkappa_3^2 - \varkappa_1^2) - \tau_3 (\varkappa_3 - \varkappa_1) = \\ = -0{,}0148\,(0{,}604 + 9{,}89\,i)\,(2{,}38 - 3{,}78\,i) - \\ - 0{,}060\,(-21{,}1 + 1{,}75\,i) - 0{,}0121\,(2{,}38 - 3{,}78\,i) = \\ = +0{,}664 - 0{,}374\,i;\ \text{hiernach}$$

$$D_3 = -0{,}664 - 0{,}374\,i.$$

Die gesuchten Festwerte berechnen sich daraus zu:

$$A_1 = \frac{D_1}{D_0} = +\frac{1{,}48\,i}{151{,}2\,i} = +0{,}0098$$

$$A_2 = \frac{D_2}{D_0} = \frac{0{,}664 - 0{,}374\,i}{-151{,}2\,i} = +0{,}00439\,i + 0{,}0024$$

$$A_3 = \frac{D_3}{D_0} = -0{,}00439\,i + 0{,}00247$$

Die einfache Probe $A_1 + A_2 + A_3 = \tau_1$ stimmt. Aus die Festwerten werden die folgenden neuen Festwerte gebil

$$B = A_2 + A_3 = 0{,}00494$$

$$C = i\,(A_2 - A_3) = -0{,}00878$$

$\beta B + \gamma C = -0{,}231 \cdot 0{,}00494 - 3{,}78 \cdot 0{,}00878 = -0{,}034$

$\gamma B - \beta C = 3{,}78 \cdot 0{,}00494 - 0{,}231 \cdot 0{,}00878 = +0{,}0167$

$A_1 \alpha = -0{,}0098 \cdot 2{,}62 = -0{,}0257$

$A_1 \alpha^2 = 0{,}0098 \cdot 6{,}03 = +0{,}0591$

$B(\beta^2 - \gamma^2) + 2\,\beta\,\gamma\,C = -0{,}00494 \cdot 14{,}25 + 1{,}748\ 0{,}0087 =$
$= -0{,}0551$

$C(\beta^2 - \gamma^2) - 2\,\beta\,\gamma\,B = +0{,}00878 \cdot 14{,}25 + 1{,}748 \cdot 0{,}0049 =$
$= +0{,}134.$

Nun lassen sich die Lösungen für $\psi$, $\dot{\psi}$ und $\ddot{\psi}$ nach den Form 24 bis 26 anschreiben. Es ist:

$$\psi = 0{,}0098 \cdot e^{-2{,}62\,t} + e^{-0{,}231\,t}\left(0{,}00494 \cos(3{,}78\,t) - \right. \\ \left. - 0{,}00878 \sin(3{,}78\,t)\right) + 0{,}06\,t - 0{,}0148$$

$$\dot{\psi} = -0{,}0257 \cdot e^{-2{,}62\,t} - e^{-0{,}231\,t}\left(0{.}0343 \cos(3{,}78\,t) + \right. \\ \left. + 0{,}0167 \sin(3{,}78\,t)\right) + 0{,}06$$

$$\ddot{\psi} = +0{,}0551 \cdot e^{-2{,}62\,t} + e^{-0{,}231}\left(-0{,}0551 \cos(3{,}78\,t) + \right. \\ \left. + 0{,}134 \sin(3{,}78\,t)\right)$$

robeberechnungen der Werte $\varphi$, $\dot{\varphi}$ und $\ddot{\varphi}$ für verschiedene t und daraus der zu diesen Zeiten eintretenden Kräfte n, daß für $t = 0{,}25$ *sk* der Zeitpunkt erreicht ist, in eine weitere Achse sich an der Führung beteiligt. nämlich für $t_1 = 0{,}25$ sk:

$e^{-2{,}62\,t} = 0{,}520$ $\quad \cos 3{,}78\,t = 0{,}586$

$e^{-0{,}231\,t} = 0{,}944$ $\quad \sin 3{,}78\,t = 0{,}810$

:

Winkelweg $\varphi_1 = 0{,}00130$

Anschneidwinkel $\varphi_1 = \varphi_0 + \omega t - \varphi_1 = 0{,}0237$

Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1 = 0{,}0149$

Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_1 = 0{,}100$.

ie im Schwerpunkt angreifenden, der Bewegung entgegen nden Kräfte sind: Fliehkraft $M v \dot{\varphi} = 1{,}93$ *to*, Trägheits- stand $M x_S \cdot \ddot{\varphi} = 2{,}62$ *to*, das Widerstandsmoment gegen rehung: $\Im_M \cdot \ddot{\varphi} = 15{,}3$ *mto*.

Weiterhin ist die führende Kraft aus Gleichung 10) den:

$$\frac{l}{\xi}\left(\mathfrak{M} - x_S\,(G - M v \dot{\varphi}) + \Im_M \cdot \ddot{\varphi}\right)$$

$$\frac{1}{7{,}46}\left(18{,}6 - (4{,}70 - 1{,}93)\,3{,}64 + 15{,}3\right) = 3{,}19\ to$$

I aus Gleichung 8):

$$-P + K - G + M v \dot{\varphi} + M x_S \cdot \ddot{\varphi} =$$

$$-3{,}19 + 4{,}00 - 4{,}70 + 1{,}93 + 2{,}62 = +0{,}66\ to.$$

ie Reaktion an dem fest gedachten Drehpunkt schwankt om Beginn bis zum Ende des Abschnittes zwischen 6 *to* und + 0,66 *to*. Das ist nicht unbeträchtlich. Es ber beachtet werden, daß die Summe K der Reibungs- onenten erheblichen Änderungen unterworfen ist, ins- dere in dem ins Auge gefaßten Bereich, wie ein Blick e Abb. 8 lehrt. Für $x = 7{,}70$ ist $K = -4\ 90$, für $x =$ 8: $K = -3{,}33$. Den Unterschied gegen den Mittelwert für 46 mit $K = -4{,}00$ ist also $-0{,}90$ und $+0{,}67$ *to* (negatives ichen deutet Richtung nach außen, positives nach innen ). Die Reaktionen H am festen Drehzapfen entsprechen lem obigen Unterschiedsbetrag der K-Werte gegenüber Mittelwert. (In Abb. 8 sind die Vorzeichen entgegen- t eingetragen.)

ie die Stellung des Fahrzeugs bestimmenden Größen n ermittelt zu:

$$f = \frac{P - P_v}{\delta} = \frac{3{,}19 - 0{,}45}{43} = 0{,}0635\ m.$$

bstand des Lotfußpunktes L von der Fahrzeugspitze

$$\mathfrak{x} = \varphi_1 r = 300 \cdot 0{,}0237 = 7{,}11\ m.$$

er Abstand der 1. Kuppelachse von dem Kreis durch n Drehzapfen gedachte führende Achse ist wie sich aus 9 leicht ablesen läßt:

$$\frac{\mathfrak{x}^2 - (\mathfrak{x} - d)^2}{2r} - f = \frac{7{,}11^2 - (7{,}11 - 3{,}25)^2}{600} - 0{,}063 =$$

$-0{,}003$ *mm* (negatives Vorzeichen, also Überschneidung!)

$$\frac{\mathfrak{x}^2}{2r} - f = \frac{7{,}11^2}{600} - 0{,}063 = +0{,}021\ mm$$

e gedachte führende Achse selbst 0,005 *mm* Abstand vom en Schienenstrang hat, wie sich aus der Stellung des estells errechnet (vergl. u.), ist der Abstand der Kuppel- n vom Schienenstrang um dieses Maß größer, die 1. Kuppel- steht also um 2 *mm*, die 3. um $\sim 26$ *mm* ab. Letztere o bei 25 *mm* Spielraum (neue Spurkränze) unmittelbar r zum Anliegen am inneren Schienenstrang gekommen, sterer steht das Anlaufen unmittelbar bevor.

ur Beurteilung, ob der der Rechnung zugrunde gelegte ert $x = 7{,}46$ *m* eine mittlere Lage darstellt, soll weiter- ein Kennzeichen bilden ja die Werte von H — der- jenige Drehpunkt aufgesucht werden, der dem freien Gleichgewicht der Kräfte am Ende des betrachteten Zeitabschnittes entspricht, an dem also keine Reaktion H auftritt. Dazu sind die Gleichungen 8 und 9 Seite 20 zu benutzen unter Nullsetzung von H. Man erhält durch Ausfällen von P die Gleichung:

$$(K \cdot x - \mathfrak{M}) - (G - M v \dot{\varphi} - M x_S \cdot \ddot{\varphi})\,s - \Im_S \cdot \ddot{\varphi} = 0 \ldots 32)$$

die nur x enthält. Sie liefert auf zeichnerischem Wege:

$x = 7{,}18$ *m*; womit $K = 3{,}31$ *to*, $\mathfrak{M} = 17{,}60$ *mto* wird:

Es ist $(3{,}31 \cdot 7{,}18 - 17{,}60) - (4{,}70 - 1{,}93 - 2{,}62)\,3{,}82 -$ $- 58 \cdot 0{,}100 \sim 0$.

P ergibt sich leicht aus Gleichung 8:

$P = K - G + M v \dot{\varphi} + M x_S \cdot \ddot{\varphi} = 3{,}31 - 4{,}70 + 1{,}93 + 2{,}62 = 3{,}16$ *to* also nicht sehr viel verschieden von dem für den mittleren Drehpunkt gefundenen Wert (3,19 *to*).

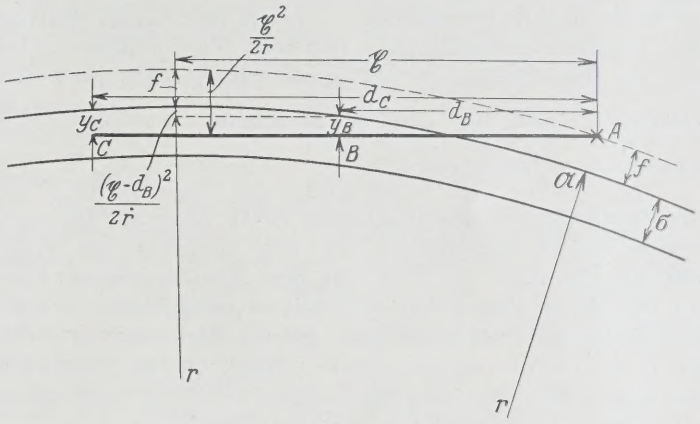



Abb. 9.

Im betrachteten Zeitabschnitt würde also der Drehpunkt seine Lage zwischen $x = 7{,}70$ und 7,18 ändern, der angenommene Wert 7,46 ist also ein guter Mittelwert.

Welchen Einfluß der Wert von x auf die Differentialgleichung und ihre Lösung hat, zeigt die nachfolgende Übersicht, die die drei Wurzeln der „Hauptgleichung", sowie das lineare Glied $\frac{x\omega}{v}$ für verschiedene Werte von x enthält:

| x (*m*) | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ | $\frac{x\omega}{v}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7,73 | — 2,52 | — 0,238 | 3,74 | 0,0258 |
| 7,46 | — 2,62 | — 0,231 | 3,78 | 0,0249 |
| 6,90 | — 2,79 | — 0,195 | 3,90 | 0,0230 |
| 6,00 | — 3,00 | — 0,003 | 4,09 | 0,0200 |

Man sieht also, daß in dem zugrunde gelegten Spielraum von 7,70 bis 7,18 *m* die Änderungen nicht sehr beträchtlich sind und die Aufstellung der Formel unter Annahme eines festen Mittelwertes für x zulässig erscheint. Es werden sich auch für A, B, C, die ja aus den Wurzeln $\alpha$, $\beta$ $\gamma$ abgeleitet sind, nur geringfügige Unterschiede für verschiedene x-Werte innerhalb der angegebenen Grenzen ergeben. Allerdings darf nicht vergessen werden, daß die Differentialgleichung nur aufgestellt werden konnte unter der Annahme, daß x und die dadurch bedingten Größen K, $\mathfrak{M}$, $\Im_M$ unveränderlich seien.

Streng genommen müßte daher, durch Unterteilung in kleinere Abschnitte, geprüft werden, ob sich dadurch nicht Abweichungen von den gefundenen Rechnungswerten ergeben.

Weitere Fortsetzung des Rechenverfahrens.

Falls die Kuppelachse nach 0,25 *sk* bei Erreichung einer Hilfskraft H von 0,66 *to* noch nicht zum Anlaufen käme und die ausschließliche Führung durch die erste Achse bestehen

bliebe, bis der größte Ausschlag und damit die größte Führungskraft erreicht ist, wären weitere Rechnungsabschnitte mit anderen Mittelwerten von x etwa wie in der Abb. 8 auf Grund der Abweichungen der K-Kräfte angegeben, für $\psi$, $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ durchzuführen. Anfangswerte des 2. Zeitabschnittes mit einem durch $x_2$ gegebenen Drehpunkt $M_2$ sind die Anschneidwinkel $\varphi_1 = 0{,}0237$ und die Geschwindigkeit $\dot{\psi}_1 = 0{,}0149$. Die Beschleunigung zu Beginn des 2. Zeitabschnittes $(\ddot{\psi}_1)$ ist mit dem Anfangswert $H_2'$, der Stützkraft am neuen Drehpunkt $M_2$ durch die Gleichungen 8) und 9) verbunden, beide Größen müssen aus diesen Gleichungen berechnet werden (mit $\ddot{\psi}_1 = 0{,}0149$). Die Beschleunigung ändert sich also, da $(\ddot{\psi}_1)$ von $\ddot{\psi}_1 = 0{,}100$ etwas verschieden sein wird, sprungweise. Die Zeitdauer $t_2$ des 2. Zeitabschnittes wird so bemessen, daß der Endwert der Stützkraft am Punkt $M_2$ — er werde mit $H_2''$ bezeichnet — einen dem negativen Wert $H_2'$ ungefähr entsprechenden positiven Wert annimmt. Die für die Berechnung der Integrationskonstanten wichtigen Größen $\tau$ sind für den 2. Abschnitt: $\tau_{1,2} = \varphi_1 - \frac{x_2 \omega}{v}$, $\tau_{2,2} = \dot{\psi}_1 - \omega$, $\tau_{3,2} = (\ddot{\psi}_1)$.

Die Zeit t wird zweckmäßig zur Vereinfachung der Rechnung (Exponentialfunktionen $e^{\cdots t}$) beim 2. Abschnitt wieder mit 0 begonnen. Das hat natürlich zur Folge, daß die Festwerte A, B, C und ihre Kombinationen nicht an die Werte des ersten Abschnittes anschließen, sondern grundsätzlich davon abweichen. Auf die Rechnungsergebnisse für $\psi$, $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ ist dies natürlich ohne Einfluß. Bei der Ermittlung der Gesamtdauer des Vorganges müssen die Zeiten der einzelnen Abschnitte dann zusammengezählt werden.

### Führungskraft Y.

Die am Drehzapfen auf den Hauptkörper der Lokomotive übertragene Kraft ist noch nicht die in der Spurkranzhohlkehle des führenden Rades auftretende Kraft Y. — Zur Kraft P kommt vielmehr noch die zur Verschiebung des Innenrades der führenden Achse nötige oder — bei einem zweiachsigen Drehgestell — die aus dem Reibungsgleichgewicht für das Drehgestell errechnete Kraft hinzu. Sie ist im vorliegenden Beispiel, wo die Lage des Reibungsmittelpunktes des Drehgestells unter Berücksichtigung der Reaktion P zu $x_D = 1{,}9\ m$ (bei einem Drehgestellachsstand von 2,2 *m*), gefunden wurde, nicht bedeutend, nämlich nur 0,190 *to*. Y ist also 3,19 + + 0,190 = 3,38 *to*.

In dem betrachteten Zeitabschnitt ist die Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs von 0 auf $\dot{\psi} = 0{,}0149$ gewachsen. Es besteht also noch ein beträchtlicher Unterschied gegenüber der durch die Bogenbewegung geforderten (0,06). Der Ausschlag f muß also noch weiter wachsen. In besonders starkem Maße wird dies aber nicht mehr der Fall sein, denn während im ersten Abschnitt im Mittel nur eine Kraft $\frac{3{,}19}{2} \simeq 1{,}6$ *to* wirksam war, wirkt jetzt eine erheblich größere Kraft, 3,19 *to* und darüber. Außerdem tritt an einer der beiden Kuppelachsen, oder an beiden zugleich eine weitere starke Kraft zur Erzeugung der Drehgeschwindigkeit hinzu, wie eingangs dieses Aufsatzes ausgeführt.

Aber auch wenn die am führenden Drehgestellrad auftretende Führungskraft nicht erheblich mehr anwächst, ist ein Betrag von über 3,38 *to* sehr beträchtlich im Vergleich zu der auf dem Rad ruhenden Belastung (einschließlich Radsatzgewicht) von 6,00 *to* (vergl. meine Ausführungen über Sicherheit gegen Entgleisung auf Seite 5 der eing angeführten Untersuchungen). — Auch der Ausschlag Drehgestells erreicht fast die vorgesehene Grenze (70 Man kann daher die zugelassene Höchstgeschwindigkeit 65 *km/h* für einen Einlauf einer Lokomotive in einen ni mit Überhöhungsbogen ausgestatteten Gleisb als recht hoch bezeichnen. Auffällig erscheint auch, in den Vorschriften über die für Krümmungen zugelass Höchstgeschwindigkeiten kein Unterschied gemacht ist ein Übergangsbogen vorhanden ist oder nicht.

### Zusammenfassung.

In den vorstehenden Ausführungen wurde gezeigt welcher Weise die Frage nach den Kräften, die bei plötzli Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen insbesondere bei dem unvermittelten Einlauf in Gleisb auftreten, mathematisch zu fassen und zu behandeln ist. allgemeinen (unter gewissen vereinfachenden Annah durchgeführten) Entwicklungen führen zu dem Erge daß der Vorgang durch eine Summe von drei Exponen funktionen dargestellt werden kann, die unter den norm weise obwaltenden Verhältnissen eine Überlagerung gedämpften Schwingung mit einer stetig auf 0 abnehme Bewegung ergeben. — Die rechnerische Behandlung Aufgaben der in Frage stehenden Art beschränkt sich läufig auf solche Fälle, in denen die Krafteinwirkung Bahn durch im Fahrzeug vorhandene Rückstellv richtungen auf die Hauptmasse des Fahrzeugs übert wird. —

Die Untersuchungen lassen erkennen, welche Bedeutu im Falle solche Rückstellvorrichtungen nicht vorha sind — der elastischen Nachgiebigkeit des Fahrzeugrahmen des Gleises zukommt. Berechnungen sind für diesen wegen der Abhängigkeit von der Lage der Führungsstell Schienenbefestigung nicht so sicher zu fassen, wie beim handensein von Rückstellvorrichtungen. Auch ist der sammenhang von Kraft und Weg für diesen Fall noch geklärt.

Es erscheint aber wohl möglich, unter gewissen nahmen für diesen Zusammenhang Vergleiche schiedener Bauarten hinsichtlich ihres Verhaltens Einlauf, hinsichtlich der Stärkenbemessung der Rück federn und hinsichtlich des Sicherheitsgrades, der Einlauf in Bögen bestimmten Halbmessers bei gew Geschwindigkeiten innewohnt, anzustellen.

Als Gesamtergebnis führen die Untersuchungen Wichtigkeit der Übergangsbogen wie eines gleichbleibe Krümmungshalbmessers vor Augen; Übergangsbogen sc bei dem Ein- und Auslauf von Gleisbogen stets angewe werden, denn nur in diesem Falle sind die auftrete Kräfte vollständig bedeutungslos.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft betreibt, anlaßt durch eine Anzahl nicht befriedigend aufgeklärter gleisungen von Lokomotiven, die Frage der Sicherheit Laufes von Eisenbahnfahrzeugen und die Erforschung Ursachen von Entgleisungen mit besonderem Nachd Sie bedient sich dabei der praktischen Beobachtung Fahrzeug. Auch die vorliegende theoretische Un suchung dient der Erreichung des Zieles. Sie liefert Erkenntnis des Wesens der Vorgänge und der Bedeut die die einzelnen Größen haben und bildet so einen Be auf dem schwierigen Gebiet des Bogenlaufs der Eisenb fahrzeuge.

# Berichte.

## etriebserfahrungen mit Garratt-Lokomotiven bei den Südafrikanischen Eisenbahnen.

Die Südafrikanischen Eisenbahnen haben seit einigen
n eine größere Anzahl von Garratt-Lokomotiven in Dienst
, nachdem die bisherigen, auf einem einzigen Rahmen
len Lokomotiven — in der größten Ausführung meistens
r Bauart 2 D 1 — zur Bewältigung des Verkehrs unter den
eren Verhältnissen dieser Bahnen nicht mehr ausreichten
uch Versuche mit Mallet-Gelenklokomotiven nicht be-
hatten. Ein größerer Teil der Garratt-Lokomotiven ist
utschen Lokomotivfabriken gebaut worden*), ein Umstand,
nerzeit in England besonderes Aufsehen erregt hat. Aus
Grund im besonderen und ganz allgemein auch deshalb, weil
rratt-Lokomotive in neuerer Zeit auch anderwärts vielfach
det worden ist, ohne daß ihre Eignung schon abschließend
wäre, ist es von Interesse, daß nunmehr aus England nähere
n über die Betriebserfahrungen mit den südafrikanischen
t-Lokomotiven gemacht werden. Dabei ist zu beachten,
ch englische Fabriken schon eine große Zahl solcher Loko-
n nach Südafrika geliefert haben, wie überhaupt die Garratt-
aus England stammt und im wesentlichen auch nur
unter englischem Einfluß stehenden Bahnen verwendet

weifellos, heißt es in dem englischen Bericht, stellt die
-Gelenklokomotive — unter diesem Begriff sind im Gegen-
den Mallet-Lokomotiven mit nur einem Triebdrehgestell
rratt-Lokomotive und ihre verschiedenen Spielarten zu-
ngefaßt — was den Kessel betrifft, eine vorzügliche Lösung
Die Feuerbüchse ist rechtwinklig und kann jede beliebige
erhalten. Der Langkessel ist kurz und dick und auch die
können kurz und kräftig ausgeführt werden; Rohrlaufen
er eine seltene Erscheinung und der Durchströmwiderstand
Eizgase ist gering. Der Wirkungsgrad ist, wenn der Kessel
worfen ist, nicht übermäßig schlecht; es ist auch ein Vorteil,
ch dem Anheizen der Druck rasch erreicht wird. Schon
ersten Garratt-Lokomotive, die von der Bahn in Dienst
wurde, zeigte es sich ferner, daß die Bauart im Gegensatz
Mallet-Lokomotiven dieselben Geschwindigkeiten erreichen
, wie die Regellokomotiven. Vor allem aus diesem Grunde
auch in der Folgezeit die Lokomotive mit zwei Triebgestellen
ordnung von Mallet vorgezogen und eine größere Zahl
ger Lokomotiven gebaut, teils nach der eigentlichen Bauart
tt, bei der die Vorratsbehälter unmittelbar auf den Trieb-
n ruhen, teils nach der Bauart Fairlie, bei der im Gegen-
zu auch diese Behälter auf dem verbindenden Hauptrahmen
Auch eine Verbindung beider Bauarten, „Union Bauart"
t, wurde versucht (2 C1 + 1 C 2-Lokomotive, Bauart
. Keine dieser drei Spielarten hat sich im Betrieb den
wesentlich überlegen gezeigt. Von der Möglichkeit, die
otiven vermöge ihrer symmetrischen Laufwerksdurch-
nach beiden Fahrtrichtungen gleichmäßig verwenden zu
, hat man hauptsächlich auf Tunnelstrecken insofern Ge-
gemacht, als man sie dort in der schwierigeren Richtung
m Führerstand voran fahren ließ, so daß die Bedienungs-
haft durch die Rauchgase weniger belästigt wurde. Auch
se Eigenschaft der Lokomotiven vielfach das Drehen un-
emacht. Es läßt sich daher wohl sagen, daß die Lokomotive
ei Triebgestellen an sich eine gut durchdachte Bauform ist,
es ermöglicht, die Leistung der Lokomotive innerhalb der
die Umgrenzung und ähnliche Verhältnisse gezogenen
n zu vergrößern. Aber leider haben sich auch allerlei Nach-
zeigt, so daß man neuerdings sogar daran zu denken scheint,
ratt-Bauart wieder zu verlassen und zu Versuchen mit einer
1 E 1-Dreizylinderlokomotive übergegangen ist.

a jede Lokomotivhälfte für sich ein drei- oder vierfach ge-
es Fahrzeug vorstellt, so macht das Durchfahren von
ungen keine besonderen Schwierigkeiten, solange der
nd der beiden Lokomotivhälften dies zuläßt. Bei den
. Garratt-Lokomotiven — soweit sie nicht zweiachsige
stelle haben — ist jedoch die gegen das Lokomotivende
gerichtete Laufachse als radial einstellbare Bisselachse durchgebildet, während die inneren Laufachsen lediglich Seitenspiel aufweisen. Daraus ergibt sich, weil in jeder Fahrtrichtung eine dieser Achsen in dem jeweils hinten laufenden Triebgestell die Führung übernehmen muß, eine ungünstige Krümmungseinstellung dieses Gestelles und eine sehr unerwünschte, starke Abnützung der Spurkränze. Dieser Mangel müßte sich allerdings leicht beseitigen lassen.

Weiter hat man gefunden, daß die Rahmen der Triebgestelle gern brechen. Man führt dies darauf zurück, daß diesen Rahmen die bei den Regellokomotiven vorhandene Versteifung durch die Verbindung mit dem Kessel fehlt, daß außerdem die Last nur in einem Punkt aufsitzt und daß schließlich noch besondere Beanspruchungen beim Befahren von Neigungswechseln hinzukommen, von denen weiter unten die Rede sein wird. Die Rahmen der Triebgestelle müssen daher in senkrechter und wagrechter Richtung besonders kräftig durchgebildet werden.

Wegen des großen Gesamtachsstandes der Garratt-Lokomotiven sind die meisten Drehscheiben für diese zu kurz. Die Folge davon ist, daß die Lokomotiven nicht in Rundschuppen eingestellt werden können, wenigstens, soweit hierzu ein Drehen erforderlich ist.

Die beiden Triebgestelle haben weiter in wagrechter Richtung wenig Spiel gegeneinander; bei der großen Länge der Lokomotive ergeben sich daraus beim Befahren starker Neigungswechsel die schon erwähnten Rahmenbeanspruchungen. Auf manchen — besonders den älteren — Strecken der Südafrikanischen Eisenbahnen sind derartige scharfe Neigungswechsel häufig und ihre Ausmerzung ist sehr teuer.

Die Garratt-Lokomotiven weisen auch mehr Heißläufer auf als die Regellokomotiven. Man glaubt dies darauf zurückführen zu müssen, daß die beiden Maschinenhälften in entgegengesetzter Richtung arbeiten und auch darauf, daß immer eine Maschinenhälfte hinter dem Aschkasten läuft, wo sie den Einwirkungen der Hitze und des Staubes stärker ausgesetzt ist.

Eine weitere Quelle für häufige Anstände bilden die langen Dampfein- und -ausströmrohre mit ihren Kugelgelenken und Dehnungsstücken. Sie stehen z. T. unter hohem Druck und sind außerdem schlecht zugänglich. Vielfach liegen sie noch unterhalb der Achsen und müssen dann zuerst ausgebaut werden, wenn die Lokomotive auf die Achssenke kommen soll, was naturgemäß bei den häufigeren Heißläufern eine weitere Belastung vorstellt.

Mit der Abnahme der Wasser- und Kohlenvorräte vermindert sich das Reibungsgewicht und die Lokomotiven neigen dann zum Schleudern. Bei Bemessung der größten Zugkraft muß dieser Umstand mitberücksichtigt werden. Die Lokomotiven erreichen daher nicht ganz die Zugkräfte von zwei einzelnen Schlepptenderlokomotiven mit demselben gesamten Reibungsgewicht. Es hat sich tatsächlich auch gezeigt, daß eine Garratt-Lokomotive mit sechs gekuppelten Achsen einer einfachen Lokomotive mit fünf Kuppelachsen hinsichtlich der Zugkraft nicht merkbar überlegen ist und daß die Verwendung solcher vielteiliger Lokomotiven sich eigentlich nur lohnt, wenn die verlangte Zugkraft so groß ist, daß acht gekuppelte Achsen erforderlich sind.

Die Unterhaltungskosten für die Garratt-Lokomotiven sind hinsichtlich des Kessels niedrig, beim Triebwerk entsprechen sie etwa denen zweier einfacher Lokomotiven. Dazu kommt noch die vermehrte Arbeit, welche die beweglichen Dampf- und Schmierleitungen verursachen. Und wenn die Lokomotiven auch unter besonders günstigen Verhältnissen die doppelte Belastung zu schleppen vermögen und damit eine Bedienungsmannschaft ersparen, so sind sie andererseits doch wieder längere Zeit außer Betrieb als die einfachen Lokomotiven, weil bei Schäden an einer Maschinenhälfte stets die ganze Lokomotive ausfällt. Im ganzen sind sie sowohl im Betrieb wie auch in der Werkstätte unbeliebt, um so mehr, als sie überall außerordentlich viel Platz beanspruchen.

Die beiden, vor kurzem beschafften Versuchslokomotiven der Bauart 1 E 1 haben drei Zylinder von 540 mm Durchmesser und 711 mm Hub. Die Verwendung von nur zwei Zylindern war wegen der zu engen Umgrenzung nicht möglich, bei Vierzylinderanordnung hätten sich zwei Innenzylinder bei der schmalen Kapspur nicht mehr unterbringen lassen. Auch bei der gewählten

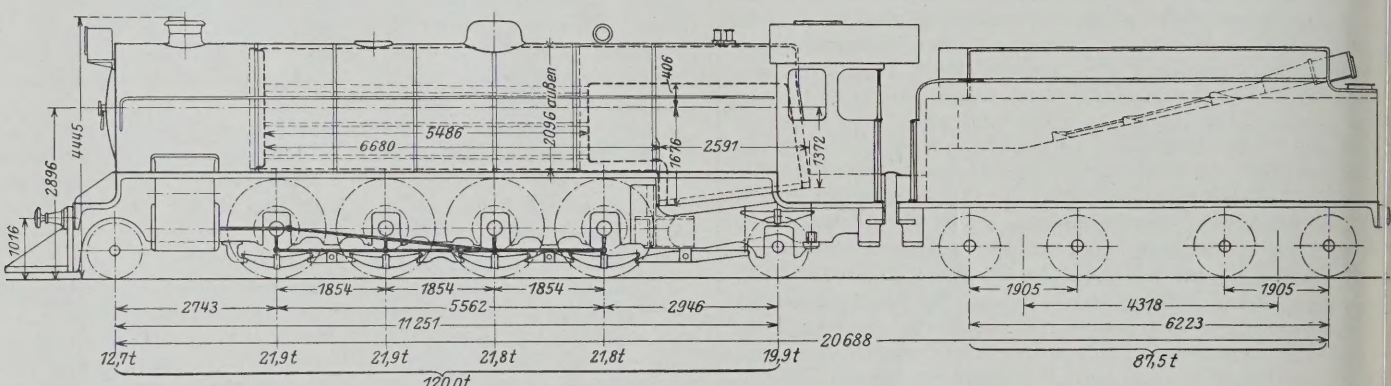
*) Organ 1928, S. 122.

Dreizylinderbauart mußte der Dampfdruck von dem sonst üblichen (12 bis 14 at) auf 15,2 at erhöht werden. Bei einem größten Achsdruck von 19 t sollen die Lokomotiven eine Zugkraft von 24000 kg entwickeln. Da die Lokomotiven bei einem Treibraddurchmesser von 1448 mm sich ziemlich lang bauen, scheint aber das Durchfahren von Krümmungen noch Schwierigkeiten zu machen. Krümmungen mit 84 m Halbmesser können sie mit der gewählten Achsanordnung — vorderes Krauß-Gestell, mittlere (Treibachse) und nächstfolgende Kuppelachse ohne Spurkranz, Schleppachse radial einstellbar — nicht mehr befahren; Krümmungen mit 91 m Halbmesser nur dann, wenn alle Teile noch keine Abnützung aufweisen. Andernfalls scheint die Gefahr vorhanden, daß die spurkranzlosen Achsen entgleisen. Man geht daher damit um, die beiden Mittelachsen wieder mit Spurkränzen zu versehen und dafür das Seitenspiel der anderen Achsen etwas zu vergrößern. Mit den Leistungen der 1 E 1-Lokomotiven scheint man im übrigen bisher zufrieden zu sein.

(Engineering 1929, Nr. 3319.) R. D.

## 1 D 1 - h 2 Güterzuglokomotive der Buenos Ayres und Pacific-Bahn.

Die Lokomotive ist von Beyer, Peacock und Co. in Manchester gebaut und wegen ihrer außerordentlich großen Abmessungen bemerkenswert. Wenn man von den Gelenklokomotiven absieht, so dürfte sie wohl die schwerste Lokomotive sein, die man in England bisher für die Ausfuhr gebaut hat.




1 D 1 - h 2 Güterzuglokomotive.

Dabei muß erwähnt werden, daß man schon beim Entwurf der Lokomotive bestrebt war, deren Gewicht möglichst niedrig zu halten; aus diesem Grund ist auch von der Verwendung von Barrenrahmen zugunsten des leichteren Blechrahmens abgesehen worden.

Die Textabbildung zeigt ein Typenbild der Lokomotive. Die Zylinder samt Steuerung liegen außen und treiben die dritte Kuppelachse an. Die nach vorn verlängerten Kolbenstangen werden nicht in Tragbüchsen geführt, sondern laufen mit besonderen, am vorderen Ende aufgesetzten kleinen Kreuzköpfen auf einschienigen Gleitbahnen, die zwischen Zylinder und Pufferbohle liegen. Die vordere und hintere Laufachse sind radial einstellbar. Sämtliche Kuppelachsen sind fest im Rahmen gelagert; die erste und vierte haben volle Spurkränze, bei der zweiten sind sie zurückgedreht, die Treibachse hat gar keinen Spurkranz. Zwischen der ersten und zweiten Kuppelachse sowie zwischen der dritten und vierten Kuppelachse und der Schleppachse sind Ausgleichhebel vorgesehen. Die Schleppachse hat Cartazzi-Achslager.

Der Kessel besitzt eine Verbrennungskammer und hat über 2 m Durchmesser. Auf dem Kesselrücken hinter dem Dom sitzt ein Turbogenerator für die elektrische Beleuchtung, dahinter sind vier Sicherheitsventile Bauart Ross angeordnet. Zur Kesselspeisung dient neben einer gewöhnlichen Strahlpumpe von Davies und Metcalfe eine Abdampfstrahlpumpe derselben Firma.

Von der übrigen Ausrüstung sind noch zu erwähnen der Mehrventil-Regler, ein Detroit-Öler für die Zylinderschmierung und die Wakefield-Schmierpumpen für die Schmierung der Kuppelachslager, die Dampfumsteuerung von Ragonnet, die selbstnachstellenden Franklin-Achslagerkeile an den Ku achsen und die Dampf-Sandstreueinrichtung von Lambert.

Der Tender läuft auf zwei zweiachsigen Fachwerk gestellen und hat ein besonders großes Fassungsvermögen.

Die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender

| | |
|---|---|
| Spurweite | 1676 mm |
| Kesselüberdruck | 14,1 at |
| Zylinderdurchmesser | 2 × 622 mm |
| Kolbenhub | 762 „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2896 „ |
| Größter Durchmesser des Kessels — außen | 2096 „ |
| Feuerbüchse, Länge × Weite | 2591 × 2124 „ |
| Anzahl der Heizrohre | 148 St |
| Durchmesser der Heizrohre | 57 mm |
| Anzahl der Rauchrohre | 36 St |
| Durchmesser der Rauchrohre | 140 mm |
| Rohrlänge | 5486 „ |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 24,1 m² |
| Heizfläche der Rohre | 232,0 „ |
| Heizfläche des Überhitzers | 62,8 „ |
| Heizfläche — im Ganzen — H | 318,9 „ |
| Rostfläche | 4,28 „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1702 mm |
| Durchmesser der Laufräder — vorn/hinten | 940/1067 „ |
| Durchmesser der Tenderräder | 1067 „ |
| Fester Achsstand (Kuppelachsen) | 5562 „ |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 11251 mm |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender | 20688 „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 87,4 t |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 120,0 t |
| Dienstgewicht des Tenders | 87,5 t |
| Vorrat an Wasser | 35,0 m³ |
| Vorrat an Kohle | 15,2 t |
| H:R | 74,4 |
| H:G | 2,65 m² |
| $H:G_1$ | 3,64 „ |
| Zugkraft (nach der Quelle) | 18230 kg |

R.

(The Railw. Eng., 1929, Mai.)

## Getriebelokomotive für Indien.

Von der Clayton-Wagenbaugesellschaft in Lin sind vor kurzem zwei Getriebelokomotiven für das nordwes Netz der Indischen Staatsbahnen gebaut worden. Die motiven leisten je 200 PS und sind bis auf das Getriebe vollst gleich. Die eine ist für den Personenverkehr bestimmt und hat zufolge eine Höchstgeschwindigkeit von 72 km/Std. erhalte andere für den Güter- und Verschiebedienst hat eine größt schwindigkeit von 32 km/Std.

Wie die Textabbildung zeigt, laufen die Lokomotive zwei Achsen, die mit einer dazwischen liegenden Blindwelle n Stangen gekuppelt sind. Zum Antrieb dient eine stehende zylinder-Dampfmaschine, die bei 400 Umdr./Min. 200 PS l Zwischen Maschine und Blindwelle ist eine Zahnradüberse eingeschaltet. Die vier Zylinder von je 178 mm Durchm

54 mm Hub sind paarweise nebeneinander angeordnet und auf zwei Kurbelwellen. Beide Kurbelwellen sind durch ingriff gekuppelt; die eine von ihnen trägt das fliegend auf-te Zahnrad für die Übersetzung. Das Kurbelgehäuse ist aus uß, die Zylinder mit den angegossenen Kreuzkopfführungen us Gußeisen gefertigt. Die Kurbelwellen laufen auf der beseite in Rollenlagern, auf der entgegengesetzten Seite in lagern. Die Kurbelstellungen sind so gewählt, daß bei jeder hung der Welle acht Auspuffschläge auftreten. Bei der iebelokomotive, wo die Getriebeübersetzung $3^1/_4$:1 beträgt, demnach bei jeder Umdrehung der Lokomotivachsen spuffschläge; daraus ergibt sich der Vorteil einer gleich-en und wirksamen Feueranfachung.

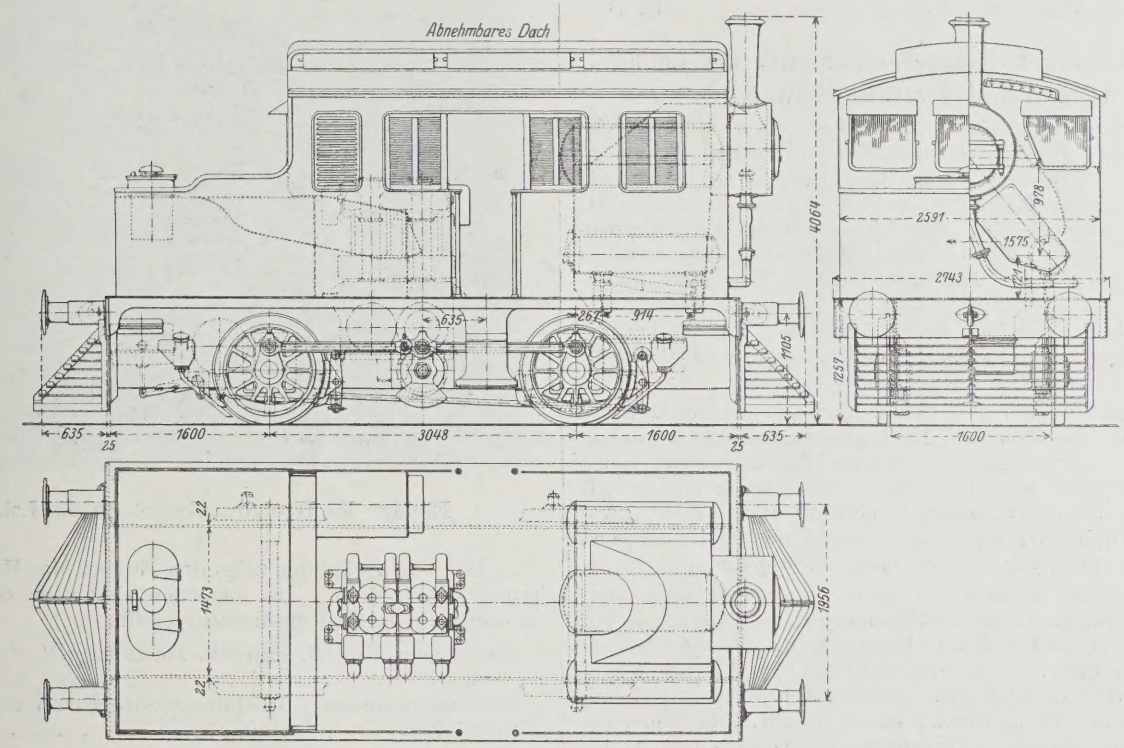
Die Kurbelstangen werden mittels einer Ölpresse geschmiert, urch ein Exzenter von der Kurbelwelle angetrieben wird. hmierung der Zylinder dient ein Sichtöler im Führerstand. ampfverteilung besorgen besondere Ein- und Auslaßventile, ittels Nockenwelle über einen Kegelradantrieb betätigt n. Zur Regelung der Füllung wird die Nockenwelle ver-n.

Die Verschiebelokomotive entwickelt eine Zugkraft von 6900 kg, die Personenzuglokomotive beim Anfahren eine solche von 4600 kg. Das Dienstgewicht derselben beträgt 30,75 t, die Verschiebelokomotive hat darüber hinaus noch ein Belastungsgewicht von 1,5 t. Der Wasservorrat beträgt 3,85 m³, der Kohlenbehälter faßt bei beiden Lokomotiven 1 t. R. D.

(The Railw. Eng. 1929, Oktober.)

## 2 D 1 + 1 D 2 - h 4 Garratt-Lokomotive der Südafrikanischen Eisenbahnen.

Die Lokomotive ist in zwei Ausführungen von Beyer, Peacock und Co. in Manchester gebaut worden; sie ist z. Z. die größte und schwerste Kapspurlokomotive der Welt. Ihr größter Achsdruck beträgt 18,8 t. Da bei früheren Garratt-lokomotiven vielfach die Rahmen der Treibgestelle sich als zu schwach erwiesen haben und gebrochen sind, hat man bei der neuen Lokomotive auf eine kräftige Ausbildung derselben besonderen Wert gelegt. Sie sind als Barrenrahmen aus 127 mm starken Platten herausgeschnitten und durch widerstandsfähige




B h 4 Getriebelokomotive von Clayton.

Der White Forster-Kessel mit einem Betriebsüberdruck ,1 at ist von der Firma J. S. White & Co. geliefert. Er besteht i Trommeln, einer oben liegenden, größeren, und zwei unten len, die in Form eines umgekehrten V durch Wasserrohre ander verbunden sind. Hinter jeder der beiden Rohrreihen in Überhitzer-Rohrbündel. Der Kesselmantel, der über die Kesseltrommel hinweggeführt ist, ist nach vorn zu ver- und bildet eine Rauchkammer mit Schornstein. Der Ab- wird durch ein Blasrohr in der üblichen Weise abgeführt. en den beiden unteren Kesseltrommeln liegt der Rost; der aum ist mit feuerfesten Steinen ausgemauert. Der ganze ist zum Wärmeschutz mit Asbestmatten verkleidet.

m Kesselmantel sind vorn und hinten geräumige Schautüren acht, durch welche die ganzen Rohrbündel freigelegt werden n. An beiden Böden der unteren Kesseltrommeln und am en Boden der oberen Kesseltrommel sind Mannlöcher vor-n. Der Kessel soll bei Verbrennung bengalischer Kohle stünd-00 kg Dampf erzeugen.

m Hinblick auf die Verwendung der Lokomotiven im hen Klima ist ihr Führerhaus mit Doppeldach und Schiebe-ausgerüstet und künstliche Lüftung vorgesehen. Um die otive in beiden Fahrtrichtungen gleichmäßig verwenden zu n, ist auch Wert auf gute Streckensicht gelegt worden.

Stahlgußquerstücke versteift worden. Außerdem haben die beiden Treibgestelle gegeneinander allseitige Bewegungsfreiheit erhalten, so daß auch unzulässige Verwindungen als Ursache von Rahmenbrüchen vermieden werden. Das vordere Treibgestell hat zu diesem Zweck einen kugelig ausgebildeten Drehzapfen erhalten. Als weitere Neuerung gegenüber der Ausführung bei den bisherigen Garrattlokomotiven ist zu erwähnen, daß die inneren Laufachsen nicht mehr nur seitenverschiebbar, sondern nach der Krümmung einstellbar durchgebildet worden sind; die Einstellung der Treibgestelle in Krümmungen wird dadurch wesentlich verbessert. Die Kuppelachsen sind sämtlich fest im Rahmen gelagert; jedoch hat die äußerste derselben keinen Spurkranz erhalten, weil Krümmungen bis herab zu 91 m Halbmesser durchfahren werden sollen. Zur Beschickung des beinahe 7 m² großen Rostes ist ein mechanischer Rostbeschicker vorgesehen.

Die außerordentlich großen Abmessungen der Lokomotive sind aus der nachstehenden Zusammenstellung zu ersehen:

| | |
|---|---|
| Spurweite | 1067 mm |
| Kesselüberdruck | 14,1 at |
| Zylinderdurchmesser | 559 mm |
| Kolbenhub | 660 „ |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2591 „ |
| Heizrohre, Anzahl/Durchmesser | 263 Stck/51 „ |

| | |
|---|---|
| Rauchrohre, Anzahl/Durchmesser | 50 Stck/140 mm |
| Heizfläche der Rohre und der Feuerbüchse | 313,6 m² |
| „ des Überhitzers | 75,0 „ |
| „ im Ganzen, H | 388,6 „ |
| Rostfläche R | 6,91 „ |
| Durchmesser der Treibräder | 1219 mm |
| „ der Laufräder, vorn/hinten an jedem Treibgestell | 724/838 „ |
| Fester Achsstand jedes Gestelles | 2743 „ |
| Ganzer „ „ „ | 8433 „ |
| „ „ der Lokomotive | 25476 „ |
| Abstand der Drehzapfen | 12649 „ |
| Reibungsgewicht $G_1$ | 149,5 t |
| Dienstgewicht der Lokomotive G | 217,1 „ |
| Vorrat an Wasser | 31,6 m³ |
| „ „ Brennstoff (Kohle) | 12,0 t |
| Zugkraft (nach der Quelle) | 35700 kg |
| H:R | 56 |
| H:G | 1,8 |
| $H:G_1$ | 2,6 |

(The Railw. Eng. 1929, Sept.). R. D.

## 2C - h3v Hochdruck-Versuchslokomotive der London, Midland and Scottish Railway.

Die Lokomotive, die Ende des vergangenen Jahres fertiggestellt wurde, ist unter Aufsicht des leitenden Maschineningenieurs der Bahn, Henry Fowler, von der Heißdampf-Gesellschaft zusammen mit der Nordbritischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Im allgemeinen Aufbau des Fahrzeugteils entspricht sie der als Royal Scott-Klasse bekannten 2C-h3-Schnellzuglokomotive der Eigentumsbahn. Der neue Hochdruckkessel weicht aber völlig von der bisherigen Bauart ab, und ebenfalls mit Rücksicht auf die Verwendung des hochgespannten Dampfes ist die bisherige Drillingsanordnung durch die Dreizylinder-Verbundanordnung ersetzt worden.

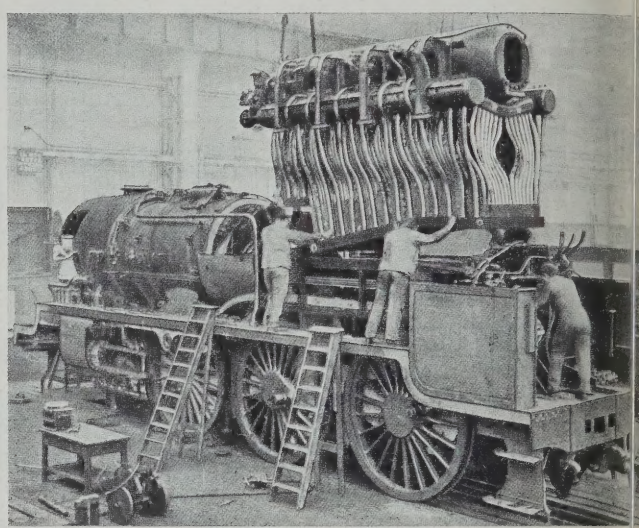
Der Hochdruckzylinder hat einen Durchmesser von 292 mm und einen Hub von 660 mm. Er liegt vorgeschoben zwischen den Rahmen etwa in Höhe der vorderen Laufachse und treibt die erste Kuppelachse an. Die beiden Niederdruckzylinder mit 457 mm Durchmesser und ebenfalls 660 mm Hub liegen außen zwischen den Drehgestellrädern und treiben die zweite Kuppelachse an. Alle drei Zylinder sind unter 1:50 geneigt.

Die Bauart des Kessels entspricht im wesentlichen derjenigen der bekannten Hochdrucklokomotive, die Henschel vor einigen Jahren für die Deutsche Reichsbahn aus einer 2C-h3-Lokomotive der Bauart S 10² umgebaut hat*). Wie der Kessel dieser Lokomotive besteht auch der englische aus drei Teilen mit verschiedenem Dampfdruck: einem unmittelbar beheizten aus Wasserrohren gebildeten Stehkessel für Drücke von 98 bis 126 at, einem darüberliegenden, nur mittelbar beheizten Behälter für 63 at und einem an der Stelle des sonst üblichen Langkessels liegenden Rundkessel für 17,6 at, der Heizrohre und Überhitzer enthält. Die senkrecht stehenden Rohre des Stehkessels sind unten in einen Grundring eingesetzt und münden oben in zwei Dampftrommeln. Im vorderen Teil sind einige der Rohre mittels eines besonderen, kleineren Grundrings zusammengefaßt und als Wände einer Verbrennungskammer ausgebildet worden. Von den beiden Dampftrommeln führen Rohrschlangen durch das Innere des 60 at-Kessels, der auf diese Weise mit dem hochgespannten Dampf des Stehkessels beheizt wird. Die Trommel dieses Kesselteils ist aus Nickelstahl in einem Stück hergestellt und ganz bearbeitet. Der im 60 at-Kessel erzeugte Dampf wird im Hochdruckzylinder verarbeitet. Der Mantel des Niederdruckkessels besteht ebenfalls aus Nickelstahl, seine Böden aus Flußstahl.

*) Organ 1926, S. 76.

Das Röhrensystem des Stehkessels bildet einen geschlos Wasser-Dampf-Kreislauf, dem Wasser weder zugeführt noc nommen wird. Der 60 at-Kessel wird aus dem Niederdruck gespeist. Dieser wiederum wird mittels zweier Strahlpumpe Frischwasser gespeist. Die eine davon arbeitet mit Frischd die andere mit Abdampf. Um ein Abblasen des 60 at-K bei guter Dampferzeugung zu vermeiden, kann von diesem Dampf in den Niederdruckkessel zurückgeführt werden.

Der Reglerhandgriff betätigt zu gleicher Zeit sowoh Hochdruck-, als auch den Niederdruckregler. Der Dampf s über einen in den unteren Heizrohren des Niederdruckk liegenden Hochdrucküberhitzer zunächst in den Hochd zylinder. Sodann gelangt er in eine Mischkammer, wo e Niederdruckdampf gemischt wird, der vorher durch eine sonderen, im oberen Teil des Niederdruckkessels liegenden N drucküberhitzer geführt wird. Der so gemischte Dampf wird in den beiden Niederdruckzylindern vollends verarbeitet.



Einbau des Hochdruckkessels in die Lokomotive.

Die Textabbildung zeigt den Einbau des Hochdruckks in die Lokomotive. Im folgenden sind noch einige Hau messungen derselben zusammengestellt:

| | |
|---|---|
| Arbeitender Kesselüberdruck, Hochdruck/Niederdruck | 63/17,6 a |
| Zylinderdurchmesser, Hochdruck/Niederdruck | 292/2×457 n |
| Kolbenhub | 660 |
| Durchmesser der Treibräder | 2057 |
| Achsstand der Kuppelachsen | 4674 |
| Ganzer Achsstand der Lokomotive | 8382 |
| „ „ der Lok. einschl. Tender | 16085 |
| Ganze Länge der Lok. einschl. Tender | 19587 |
| Kesselmitte über Schienenoberkante | 2832 |
| Reibungsgewicht | 64,1 t |
| Dienstgewicht der Lokomotive | 88,3 „ |
| Achsdruck der 1. Kuppelachse | 21,3 „ |
| „ „ 2. „ | 21,1 „ |
| Dienstgewicht der Lok. einschl. Tender | 132,8 „ |
| Zugkraft (nach der Quelle) | 15100 k |
| Metergewicht | 6,8 t |

Die Lokomotive soll demnächst Versuchsfahrten mit sch Schnellzügen auf der Strecke zwischen Glasgow und Lo ausführen. R.

(The Railw. Eng., Februar 1930).

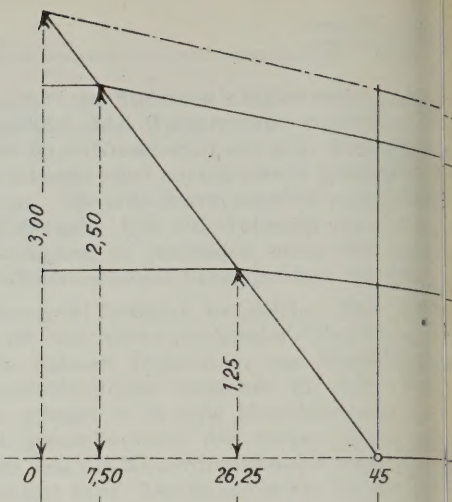
## Berichtigung.

In der Zusammenstellung 2 auf Seite 172 des Lokomotivfachheftes I. Teil ist die in Deutschland übliche Bezeichnun Bauart nicht überall richtig angegeben. Die Nahzuglokomotive Reihe 242 ist eine 2D2 Lokomotive, die Güterzuglokomotiv und die Rangierlokomotive 151 haben die Bauart 1E1. — Ferner sei bemerkt, daß die angeführten Personenzug- und Güte lokomotiven Schlepptender haben, während die Nahzug- und Rangierlokomotiven Tenderlokomotiven sind.

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# Zum Aufsatz: Rangiertechnik.



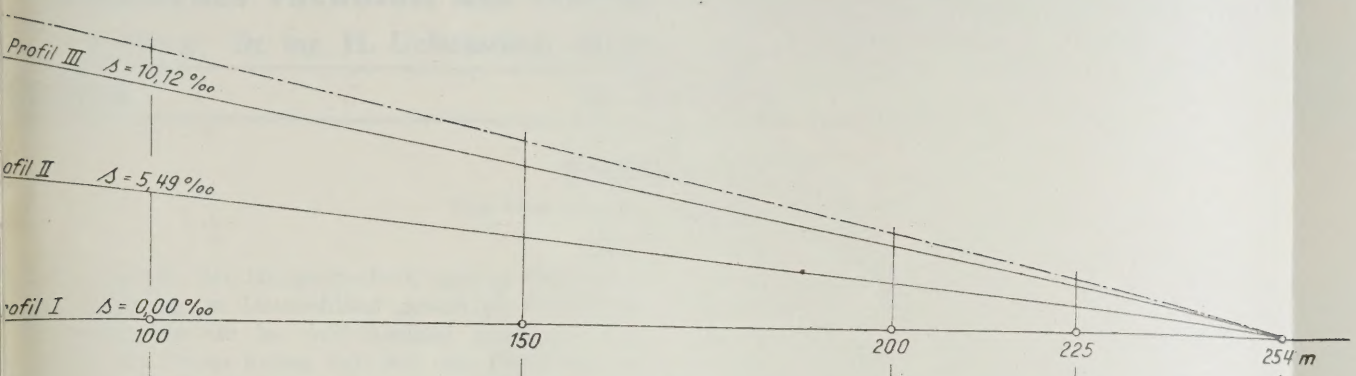

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Laufzeit sec. | Normale Temperatur | Gutläufer $\omega_0 = 2,9$ | Profil | I | 0 | | | | | 10,52 | |
| | | | | II | 0 | | | 7,70 | | 10,90 | |
| | | | | III | 0 | 3,54 | | | | 14,01 | |
| | | Schlechtläufer $\omega_0 = 5,0$ | Profil | I | 0 | | | | | 10,67 | |
| | | | | II | 0 | | | 7,78 | | 11,09 | |
| | | | | III | 0 | 3,59 | | | | 14,42 | |
| | Tiefe Temperatur und Gegenwind von 4 m/sec. | Gutläufer $\omega_0 = 6,2$ | Profil | I | 0 | | | | | 10,73 | |
| | | | | II | 0 | | | 7,86 | | 11,16 | |
| | | | | III | 0 | 3,60 | | | | 14,80 | |
| | | Schlechtläufer $\omega_0 = 12,0$ | Profil | I | 0 | | | | | 11,23 | |
| | | | | II | 0 | | | 8,18 | | 11,77 | |
| | | | | III | 0 | 3,75 | | | | 16,75 | |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Laufzeitunterschied sec | Normale Temperatur | | Profil | I | 0 | | | | | 0,15 | |
| | | | | II | 0 | | | 0,08 | | 0,19 | |
| | | | | III | 0 | 0,05 | | | | 0,47 | |
| | Tiefe Temperatur und Gegenwind von 4 m/sec | | Profil | I | 0 | | | | | 0,50 | |
| | | | | II | 0 | | | 0,32 | | 0,61 | |
| | | | | III | 0 | 0,15 | | | | 1,95 | |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Geschwindigkeit m/sec | Normale Temperatur | Gutläufer $\omega_0 = 2,9$ | Profil | I | 1 | | | 5,82 | | 7,55 | |
| | | | | II | 1 | | | 5,82 | | 5,90 | |
| | | | | III | 1 | 3,22 | | | | 3,96 | |
| | | Schlechtläufer $\omega_0 = 5,0$ | Profil | I | 1 | | | 5,72 | | 7,43 | |
| | | | | II | 1 | | | 5,72 | | 5,73 | |
| | | | | III | 1 | 3,17 | | | | 3,72 | |
| | Tiefe Temperatur und Gegenwind von 4 m/sec | Gutläufer $\omega_0 = 6,2$ | Profil | I | 1 | | | 5,67 | | 7,40 | |
| | | | | II | 1 | | | 5,67 | | 5,65 | |
| | | | | III | 1 | 3,14 | | | | 3,57 | |
| | | Schlechtläufer $\omega_0 = 12,0$ | Profil | I | 1 | | | 5,39 | | 7,01 | |
| | | | | II | 1 | | | 5,39 | | 5,17 | |
| | | | | III | 1 | 3,01 | | | | 2,76 | |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Umstelldauer einer Weiche $= t_\omega$ sec<br>Sperrzeit $= t_s$ sec<br>Zeitfolge zweier Wagenschwerpunkte am Ablaufpunkt $T_0$ sec.<br>Abdrückgeschwindigkeit $= v_0$ m/sec | | | | $t_\omega$ | | | 1,0 | 2,5 | | 1,0 | 2,5 |
| | Normale Temperatur | Profil | I | $t_s$ | | | | | | 2,28 | 3,78 |
| | | | | $T_0$ | | | | | | 2,43 | 3,93 |
| | | | | $v_0$ | | | | | | 3,71 | 2,29 |
| | | | II | $t_s$ | | | 2,66 | 4,17 | | 2,66 | 4,16 |
| | | | | $T_0$ | | | 2,75 | 4,25 | | 2,85 | 4,35 |
| | | | | $v_0$ | | | 3,30 | 2,12 | | 3,14 | 2,07 |
| | | | III | $t_s$ | | | | | | 3,56 | 5,06 |
| | | | | $T_0$ | | | | | | 4,02 | 5,51 |
| | | | | $v_0$ | | | | | | 2,24 | 1,64 |
| | Tiefe Temperatur und Gegenwind von 4 m/sec | Profil | I | $t_s$ | | | | | | 2,36 | 3,86 |
| | | | | $T_0$ | | | | | | 2,87 | 4,36 |
| | | | | $v_0$ | | | | | | 3,16 | 2,07 |
| | | | II | $t_s$ | | | 2,77 | 4,27 | | 2,84 | 4,34 |
| | | | | $T_0$ | | | 3,09 | 4,59 | | 3,43 | 4,93 |
| | | | | $v_0$ | | | 2,91 | 1,96 | | 2,63 | 1,83 |
| | | | III | $t_s$ | | | | | | 4,45 | 5,95 |
| | | | | $T_0$ | | | | | | 6,39 | 7,89 |
| | | | | $v_0$ | | | | | | 1,41 | 1,14 |

Verlag Julius Springer, Berlin.




| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 17,90 | | 24,82 | | 31,87 | | 35,53 | | 39,87 |
| | 20,05 | | 28,08 | | 35,85 | | 39,65 | | 44,08 |
| | 26,54 | | 36,16 | | 44,76 | | 48,80 | | 53,26 |
| | 18,25 | | 25,52 | | 33,22 | | 37,22 | | 42,07 |
| | 20,65 | | 29,27 | | 37,89 | | 42,19 | | 47,09 |
| | 28,05 | | 38,71 | | 48,48 | | 52,93 | | 57,98 |
| | 18,40 | | 25,87 | | 33,93 | | 38,16 | | 43,33 |
| | 20,97 | | 30,03 | | 39,14 | | 43,74 | | 49,09 |
| | 29,13 | | 41,60 | | 51,11 | | 56,06 | | 61,41 |
| | 19,67 | | 28,80 | | 40,58 | | 48,68 | | 70,87 |
| | 23,22 | | 35,62 | | 51,57 | | 62,57 | | 92,87 |
| | 38,17 | | 61,45 | | 91,55 | | 113,95 | | 168,55 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,35 | | 0,70 | | 1,35 | | 1,69 | | 2,20 |
| | 0,60 | | 1,19 | | 2,04 | | 2,54 | | 3,07 |
| | 1,51 | | 2,55 | | 3,72 | | 4,13 | | 4,72 |
| | 1,27 | | 2,93 | | 6,65 | | 10,52 | | 27,54 |
| | 2,25 | | 5,59 | | 12,43 | | 18,83 | | 43,78 |
| | 9,04 | | 19,85 | | 40,44 | | 57,89 | | 107,14 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 7,35 | | 7,15 | | 6,95 | | 6,85 | | 6,72 |
| | 6,12 | | 6,33 | | 6,52 | | 6,61 | | 6,72 |
| | 4,83 | | 5,52 | | 6,12 | | 6,40 | | 6,72 |
| | 7,07 | | 6,71 | | 6,33 | | 6,13 | | 5,90 |
| | 5,77 | | 5,82 | | 5,85 | | 5,87 | | 5,90 |
| | 4,39 | | 4,87 | | 5,41 | | 5,64 | | 5,90 |
| | 6,94 | | 6,48 | | 5,98 | | 5,73 | | 5,42 |
| | 5,58 | | 5,50 | | 5,45 | | 5,43 | | 5,42 |
| | 4,12 | | 4,56 | | 4,97 | | 5,17 | | 5,42 |
| | 6,01 | | 4,95 | | 3,56 | | 2,60 | | 0 |
| | 4,43 | | 3,64 | | 2,62 | | 1,92 | | 0 |
| | 2,37 | | 1,94 | | 1,38 | | 0,99 | | 0 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1,0 | 2,5 | | 1,0 | 2,5 | | 1,0 | 2,5 |
| | 2,35 | 3,85 | | 2,42 | 3,92 | | 2,50 | 4,00 |
| | 2,70 | 4,20 | | 3,11 | 4,62 | | 3,85 | 5,35 |
| | 3,35 | 2,15 | | 2,89 | 1,95 | | 2,34 | 1,68 |
| | 2,65 | 4,15 | | 2,64 | 4,14 | | 2,63 | 4,13 |
| | 3,25 | 4,75 | | 3,83 | 5,33 | | 4,67 | 6,17 |
| | 2,77 | 1,90 | | 2,36 | 1,69 | | 1,93 | 1,46 |
| | 3,17 | 4,66 | | 2,95 | 4,45 | | 2,76 | 4,26 |
| | 4,68 | 6,18 | | 5,73 | 7,23 | | 6,48 | 7,98 |
| | 1,93 | 1,46 | | 1,57 | 1,25 | | 1,39 | 1,13 |
| | 2,58 | 4,08 | | 2,92 | 4,42 | | 3,67 | 5,17 |
| | 3,85 | 5,35 | | 5,85 | 7,35 | | 10,32 | 11,81 |
| | 2,34 | 1,68 | | 1,54 | 1,23 | | 0,87 | 0,76 |
| | 3,14 | 4,64 | | 3,61 | 5,11 | | 4,63 | 6,13 |
| | 5,40 | 6,90 | | 9,20 | 10,70 | | 17,09 | 18,57 |
| | 1,67 | 1,31 | | 0,98 | 0,84 | | 0,53 | 0,49 |
| | 5,01 | 6,51 | | 5,90 | 7,40 | | 7,88 | 9,38 |
| | 14,05 | 15,55 | | 25,75 | 27,23 | | 48,32 | 49,82 |
| | 0,64 | 0,58 | | 0,35 | 0,33 | | 0,19 | 0,18 |

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang | 15. Juni 1930 | Heft 12

# Rangiertechnik.

Von Prof. Dr. Ing. Ammann, Karlsruhe.

Hierzu Tafel 15.

Auf dem Gebiet der Rangiertechnik sind in den Jahren dem Weltkrieg in Deutschland gewaltige Fortschritte cht worden, die im In- und Ausland anerkannt sind. ienschaft und Praxis haben sich mit den Problemen der giertechnik eingehend und erfolgreich beschäftigt, so daß uswertung der neuen Erkenntnisse Rangieranlagen ge- ffen werden konnten, die, sowohl was Leistungsfähigkeit, uch was Wirtschaftlichkeit anlangt, alles Frühere weit n Schatten stellen (Hamm, Bremen, Hochfeld-Süd usw.). erzielten Erfolge haben zu Weiterarbeit angeregt, so daß e eine Hochflut neuer Techniken auf dem Gebiet des gierwesens zu beobachten ist, die zu überschauen und lig zu beurteilen nur dem möglich ist, der sich ganz ein- hd mit diesem Gebiet beschäftigt hat. Neben vielen n Erkenntnissen bestehen noch manche ungeklärten en, da über viele Techniken die Praxis erst nach jahre- r Prüfung das entscheidende Wort sprechen kann. Bei so starken Entwicklung ist es aber nötig, von Zeit zu Halt zu machen und rückschauend festzustellen, he Fragen einwandfrei geklärt sind, welche Theorien Techniken sich in der Praxis bewährt haben, welche in ihrem Erfolg oder in ihrem Anwendungsgebiet um- en sind, vorwärtsschauend Wege zu suchen zu weiterer ung der Ansichten und weiterem Fortschritt.

Im Rahmen eines Zeitschriftenaufsatzes ist es natürlich öglich, das ganze Gebiet erschöpfend zu behandeln, es ll daher nachstehend nur einige der wichtigsten Fragen rsgehoben und möglichst leicht verständlich beantwortet en.

## oll man „niedere“ oder „hohe“ Ablaufberge anlegen?

Im neueren Schrifttum ist ab und zu davon die Rede, „hohe“ Ablaufberge wegen der im gewöhnlichen Betrieb os abzubremsenden Energie verfehlt seien und daß man r mit „niedrigen“ Ablaufbergen arbeite. Wer das be- et, hat sich meist die Grundlagen des Ablaufbetriebs klargemacht. Sieht man zunächst von Anlagen mit hleunigungseinrichtungen“ ab, die in einem folgenden nitt besonders behandelt werden, und betrachtet nur eute überwiegenden Anlagen, bei denen lediglich die öhe für die mögliche Laufweite entscheidend ist, so e es ohne weiteres klar sein, daß eine bestimmte Betriebs- be nur mit einer bestimmten Berghöhe erfüllt werden

Die Anforderung des Betriebs an die Leistung des s entscheidet daher eindeutig seine Höhe, es gibt also Berge, die diese Forderung erfüllen und solche, die sie erfüllen, also zeitweise versagen und Betriebsschwierig- bereiten. Das zu verarbeitende Wagenmaterial ist sehr schiedlich in seinen Laufwiderständen schon bei gutem r (warm, windstill), noch viel mehr bei schlechtem Wetter e, Gegenwind). Textabb. 1 gibt nach den auch heute grundlegenden Untersuchungen Dr. Ing. Frölichs[1]) die unterschiedlichen Laufwiderstände einen Überblick. verantwortliche Betriebsleiter muß nach dem in dem hteten Rangierbahnhof zu behandelnden Wagenmaterial den vorkommenden Witterungs- und Windverhältnissen entscheiden, bei welchem Wetter noch welche Wagen sicher ablaufen, also mindestens — um störungsfreien Ablauf sicherzustellen — noch profilfrei in die Ordnungsgleise einlaufen müssen. Damit ist durch den Betriebsleiter der der Berechnung zugrunde zu legende ungünstigste Wagenwiderstand $w_{max}$ und der dazu gehörige Mindestlaufweg $l_{min}$ festgelegt und

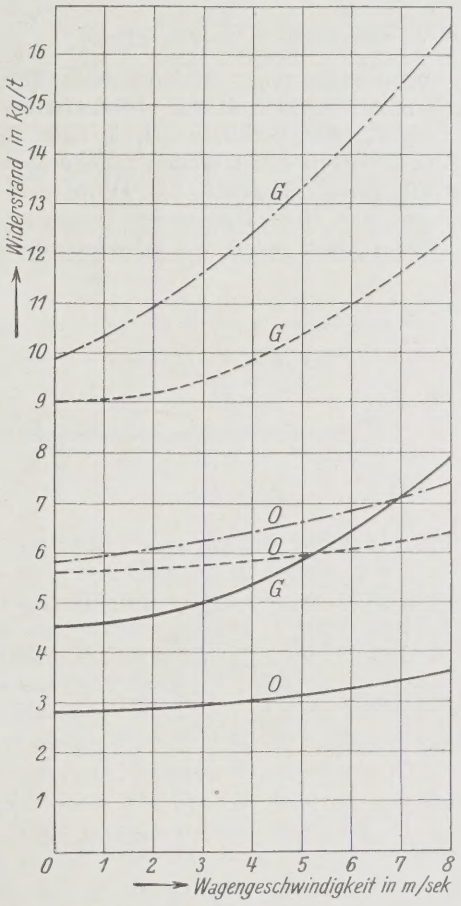



Abb. 1.

Erläuterung: Wagenwiderstände für O-Wagen (Gutläufer) und G-Wagen (Schlechtläufer) bei normaler Temperatur und Windstille ————, tiefer Temperatur und Windstille – – – – –, tiefer Temperatur und Gegenwind von 4 m/sec —·—·—·—.

damit für den entwerfenden Ingenieur die Höhe des Berges $H = l_{min} \cdot w_{max}$ eindeutig bestimmt. Ein niedrigerer Berg würde im Betrieb versagen, wäre also betriebsuntüchtig und verfehlt, ein höherer würde nun wirklich die nutzlose Abbremsung unnötig hoher Energien bedingen und wäre unwirtschaftlich. Man sollte also künftig nicht mehr von „hohen“ und „niederen“ Ablaufbergen sprechen, sondern nur von solchen, die dem vorgesehenen Grad an Betriebstüchtigkeit genügen und solchen, die ihm nicht genügen.

Im allgemeinen legt man der Berechnung der Ablaufberghöhe H als ungünstigstes w jenes des Schlechtläufers bei großer Kälte, also $w_{max} = 9 - 12$ kg/t zugrunde, in der

[1]) Dr. Ing. Frölich: „Rangieranlagen und ihre Bedeutung n Eisenbahnbetrieb.“ Kreidel's Verlag 1919.

Annahme, daß große Kälte und starker Gegenwind nicht zusammentreffen. Gegen starken Windeinfluß schützt man sich auch neuerdings gut durch Windschutzanlagen, so daß diese Annahme ihre Berechtigung hat. Es ist aber doch nötig, im Einzelfall die örtlichen Verhältnisse genau nachzuprüfen, ob günstigere oder ungünstigere Annahmen am Platze sind. Für den Umbau bestehender Anlagen läßt sich leicht einwandfreies Material sammeln, wenn man z. B. in die Spitzen der Ordnungsgleise kleine Meßstrecken einbaut, die mit einem Schreibwerk auf einen laufenden Papierstreifen strichweise das Befahren durch jeden ablaufenden Wagen aufzeichnen. Aus der Länge der Striche läßt sich unmittelbar die Geschwindigkeit v jedes Wagens an der Meßstelle feststellen. Die Geschwindigkeiten rechnet man nach der Formel $h_x = \frac{v^2}{2g'}$ in Geschwindigkeitshöhen um (g' = die mit Rücksicht auf die sich drehenden Massen korrigierte Erdbeschleunigung g) und trägt diese Höhen senkrecht von den Meßpunkten nach oben auf. Verbindet man den um $h_0 = \frac{v_0^2}{2g'}$ erhöhten Scheitel des Ablaufberges ($v_0$ = Abdrückgeschwindigkeit) mit dem oberen Endpunkt einer dieser Geschwindigkeitshöhen, so gibt die Neigung der Verbindungslinie nach der Formel $\operatorname{tg} \alpha = w$ den dem betreffenden Wagen zugehörigen mittleren Widerstandskoeffizienten (Textabb. 2). Dehnt man diese einfachen Messungen über einen längeren Zeitraum aus, so kann man klar übersehen, mit welchen Laufwiderständen hier zu

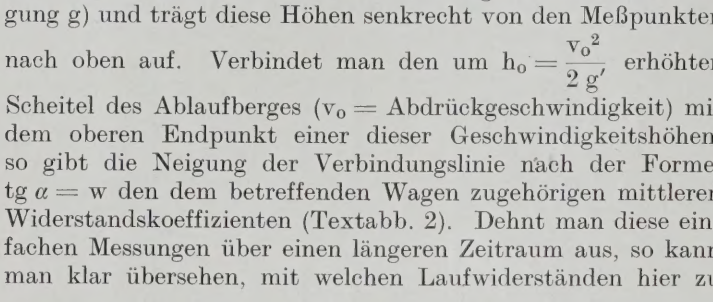



Abb. 2.

rechnen ist und wie häufig die einzelnen auftreten. Der Betriebsleiter muß sich also nur entschließen, welchen Grad der Betriebstüchtigkeit er von seiner Ablaufanlage verlangen will. Er wird keine 100% Betriebstüchtigkeit wählen, da damit zu große Berghöhen herauskämen; vereinzelte, seltene Störungen müssen daher stets in Kauf genommen werden. Er wird aber sich auf diesem Weg ganz einwandfreie Unterlagen für seine Festlegung der Betriebstüchtigkeit verschaffen.

Hat er auf Grund dieser Unterlagen bestimmt, daß unter allen Umständen z. B. noch Wagen mit w = 12 kg/t in die Richtungsgleise bis zu einer Entfernung von 250 m vom Ablaufpunkt laufen müssen, so muß der Höhenunterschied zwischen dem Berggipfel und dem Punkt, an dem der Wagen zum Halten kommen soll, 250 × 0,012 = 3,0 m betragen. Von dieser Höhe kann nur abgewichen werden, wenn es möglich ist, zwei verschieden hohe Berge anzulegen. Dann ist aber genau nach denselben Grundsätzen für jeden der beiden Berge (Sommer- und Winterberg) von der Betriebsleitung festzustellen, was er unter allen Umständen noch leisten muß, womit seine Höhe eindeutig festliegt.

## 2. Wie sind die Gleisentwicklungen der Ordnungsgleise zu gestalten?

Bei älteren Anlagen, bei deren Bau man die Ablaufmechanik noch nicht wie heute beherrschte, findet man oft langgestreckte Gleisentwicklungen mit geraden Weichenstraßen, die weite Wege bis in die Richtungsgleise ergeben. Wie unter 1. dargelegt, hängt aber die Ablaufberghöhe unmittelbar von der Länge dieser Wege ab. Je kürzer man diesen Weg und je gedrängter die Gleisentwicklung macht unter Vermeidung von zu starken und langen Krümmungen, die ih seits wegen des Krümmungswiderstands wieder eine Erhöh des Berges bedingen, desto niedriger kann der Berg, ohne Betriebstüchtigkeit zu vermindern, gehalten werden, d weniger Laufenergie der Wagen, muß nutzlos vernichtet, abgebremst werden. Solche gedrängte gute Gleisentwicklur sind aber nur bei gebüschelter Gleisentwicklung mögl Hierauf haben der Verfasser[2]) und Dr. Ing. Frölich[3]) im wieder hingewiesen; letzterer hat an Musterbeispielen großen Vorteil solcher Entwicklungen klargelegt[3]). Textabb. 3 u. 4 zeigen eine ältere Anlage und eine n den Vorschlägen von Frölich verbesserte Anlage. Sei Arbeiten ist es zu verdanken, daß diese Erkenntnis du gedrungen ist. Später hat Dr. Ing. Bäseler gezeigt, man mit Schlepp- und Mehrfachweichen[4]) u. U. noch kür Entwicklungen, als Frölich mit Normalweichen erreicht herstellen kann. Solche Schlepp- und Mehrfachweichen (z Vierwegeweichen) sind in Deutschland bisher nicht gebräu lich. Auch hier wird erst die Praxis, wenn einmal sol Mehrfachweichen in Deutschland gebaut und angewa werden sollten, entscheiden müssen, ob die Vorteile, die gegenüber Normalweichen für die Verkürzung der Weglän bringen, höher anzuschlagen sind, als der Nachteil der wendung einer komplizierten Sonderweichenkonstruktion.

Für jeden, der sehen will, dürfte der Vorteil der kürze Gleisentwicklung in Büschelform mit Rücksicht auf kürzeren Laufwege bis in die Richtungsgleise und damit mäßige Ablaufberghöhen klar liegen. Dabei muß das Prin der Büschelung natürlich nicht unbedingt für jedes G durchgeführt werden, sondern es können auch kurze Weich reihen eingeschoben werden, um günstigere Krümmun verhältnisse zu erhalten. Die gebüschelte Entwicklung bes noch einen weiteren Vorteil, nämlich den, daß sie den laufenden Wagen sehr rasch verschiedene, voneinander abhängige Wege bietet, wodurch die Wahrscheinlichk daß zwei im Zuge bei der Zerlegung aufeinanderfolge Wagen auf längere Strecke hintereinander herlaufen, au ordentlich vermindert wird und daß, selbst, wenn di Fall eintritt, der gemeinsame Weg an sich gegenüber gera Weichenstraßen erheblich verkürzt wird. Mit Rücksicht die Gefahr des Sicheinholens oder Zunaherückens zw Wagen, von denen der erste ein Schlechtläufer, der zw ein Gutläufer ist, ist dies von erheblicher Bedeutung. einzelnen wird hierauf unter 3. eingegangen, es soll daher dieser kurze Hinweis genügen. Wenn Dr. Bäseler, der sel den Vorteil dieser kurzen Gleisentwicklung mehrfach bet und anerkannt hat, in einer neueren Abhandlung[5]) schrei „Es spricht gar kein Grund für die Büschelung. In Mutterstraßen laufen freilich die Wagen im Durchsch länger auf demselben Wege hintereinander her, aber da wissen, daß sie sich doch nicht einholen, stört und das nich so kann diese Äußerung leicht zu Mißverständnissen An geben, da sie nur für die in den Rahmen solcher gedräng und gebüschelter Gleisentwicklungen eingeschobene kur Mutterstraßen und auch hier nur bedingt richtig ist. Daß

---

[2]) Ammann: „Über die Ausgestaltung der Verschi bahnhöfe." V. W. 1919, Nr. 28 bis 34. Rangierbahnhöfe Ausgestaltung und Betrieb. I. Sonderheft der V. W. 1922 V. W. 1930 Nr. 9.

[3]) Frölich: „Mechanische Rangierrampe." Verschi bahnhöfe in Ausgestaltung und Betrieb. I. Sonderheft d. V. 1922. „Rangieren mit Schwerkraft." Ztg. d. V. d. E. V., H. 1922. „Beiträge zur dynamischen Untersuchung von Abl anlagen." V. W. 1924, H. 38. „Ablaufdynamik." Organ 1 S. 237.

[4]) Bäseler: „Die Weichenentwicklung an Ablaufberge Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1927. Seite 289.

[5]) Bäseler: „Von Gleisbremsen, Zeitweglinien und wandten Dingen." Ztg. d. V. d. E. V. 1929, H. 51/52.

ngen Mutterspuren die Wagen leider sehr oft einholen, ne jedem Praktiker genügend bekannte Tatsache.

### Steilprofil oder Flachprofil für Ablauframpen zu wählen?

Sollen Wagen vom Laufwiderstand w auf einer geneigten frei ablaufen, so muß deren Neigung mindestens so groß daß $\operatorname{tg}\alpha = w$ ist. Bei Wagen mit verschiedenen Laufständen gibt derjenige, der im Hinblick auf die Betriebsigkeit noch in Betracht gezogenen Wagen, der den stigsten Laufwiderstand $w_{max}$ [6]) aufweist, den Ausschlag, uß daher gleich oder größer $w_{max}$ sein. Z. B. für $w_{max} =$ kg/t muß also $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}012$ sein.

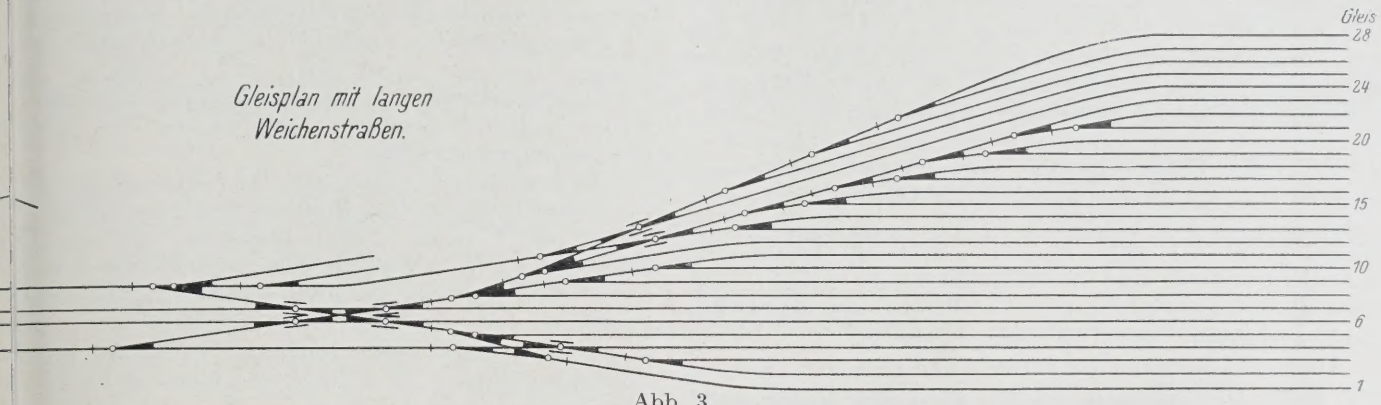



Abb. 3.

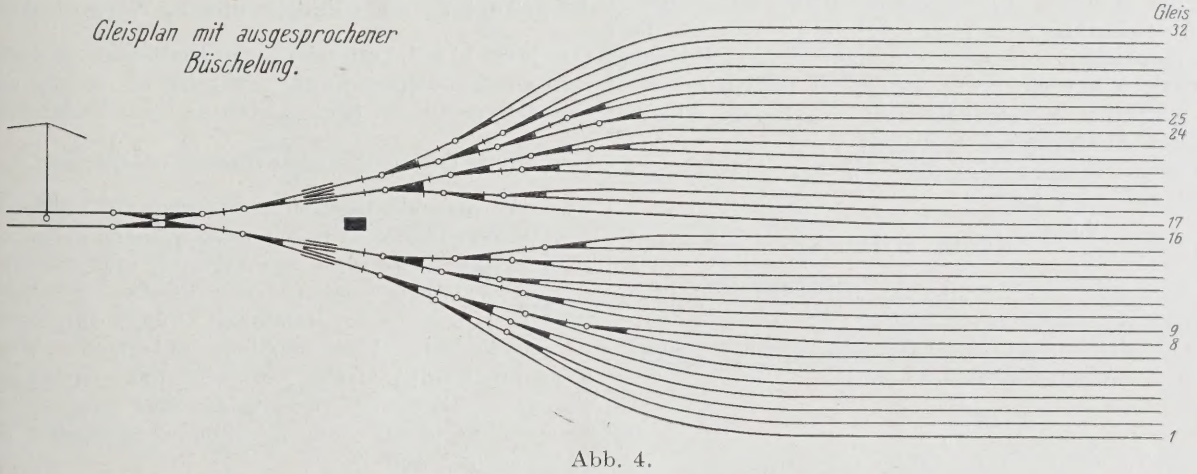



Abb. 4.

ürde man eine Flachrampe mit dieser Neigung $\operatorname{tg}\alpha =$ x anlegen, so würde sich der Schlechtläufer als Einzel- mit $w_{max}$ auf ihr gleichförmig mit der Abdrückgedigkeit weiterbewegen. Ein auf ihn folgender Wagen eichem oder geringerem Laufwiderstand würde Puffer ffer mit ihm ablaufen, so daß bei keiner, auch der ten Abdrückgeschwindigkeit eine Umstellung der n zwischen beiden Wagen bei den gebräuchlichen längen von ca. 5 m möglich wäre, da die einander barten Achsen der beiden Wagen nur etwa 4,5 m von- r entfernt sind. Da die Anlage aber für Wagen mit $w_{max}$ noch betriebstüchtig sein soll, ist also eine solche rampe vollständig ausgeschlossen. Die Wagen unter allen Umständen gleich hinter dem Ablaufpunkt auseinander gezogen werden, daß schon die ersten ungsweichen, die bei gut durchgebildeten Anlagen nur 0—25 m vom Ablaufpunkt entfernt liegen, umgestellt können, und müssen bis zu den letzten Verteilungsn so laufen, daß auch hier noch zwischen einem Schlecht- und einem unmittelbar folgenden Gutläufer die Weichen umgestellt werden können.

Die Zeit, die zum Umstellen der Weichen einschließlich aller Nebenzeiten (Beobachtungszeit, Reaktionszeit) erforderlich ist, werde mit $t_w$ bezeichnet. Sie schwankt zwischen 0,5 Sek. bei modernen automatischen Stellwerken und 3 Sek. bei handbedienten Stellwerken. Für die zulässige zeitliche Aufeinanderfolge $t_s$ zweier Wagen an der Zungenspitze einer Verteilungsweiche — auf die vorderen Achsen der beiden aufeinanderfolgenden Wagen bezogen — ergibt sich (Textabb. 5) dann bei 5 m langen Zungen und einem Achsstand von 4,5 m:

$$t_s = \frac{5 + 4{,}50}{v_1} + t_w = \frac{9{,}5}{v_1} + t_w$$

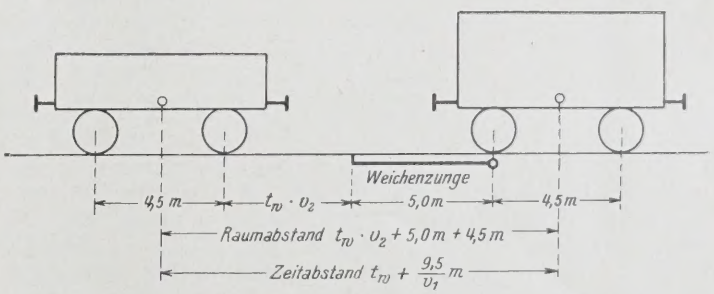



Abb. 5.

wo $v_1$ die Geschwindigkeit des voranlaufenden Wagens ist. Auf den Schwerpunkt der beiden Wagen bezogen lautet die Gleichung:

$$t_s = \frac{2{,}25}{v_2} + \frac{5 + 2{,}25}{v_1} + t_w$$

wobei $v_2$ die Geschwindigkeit des nachfolgenden Wagens bedeutet. In allen kritischen Fällen, in denen ein Gutläufer einem Schlechtläufer unmittelbar folgt, ergibt die erste

[6]) Dieses $w_{max}$ ist nur das relative, nicht das absolute um von w; letzteres muß, wie früher dargelegt, außer lassen werden.

Gleichung ein etwas größeres $t_s$. Verwendet man sie — wie das nachfolgend geschieht — auch als Annäherung für die Berechnung des erforderlichen Schwerpunktsabstands, so hat man noch einen kleinen Sicherheitszuschlag in dem Wert $t_s$. Der erforderliche Raumabstand der vorderen Wagenachsen, bzw. mit genügender Annäherung auch der Wagenschwerpunkte der beiden Wagen muß mindestens $l_{min} = 9{,}50 + t_w v_2$ betragen, der der benachbarten Achsen beider Wagen $l_{min} = (9{,}50 - 4{,}50) + t_w v_2 = 5{,}0 + t_w v_2$.

Das Auseinanderziehen der Wagen auf genügenden Abstand muß gleich hinter dem Ablaufpunkt auf einer Steilrampe erfolgen, darüber besteht restlose Übereinstimmung der Ansichten, diese gehen nur in der Frage, wie steil und hoch diese Steilrampe sein soll, auseinander. Es steht außer Frage, daß man schon mit einer Steilrampe von 0,5 m, an die sich eine Flachrampe anschließt, auf der die übrige Berghöhe gleichmäßig verteilt ist, oder daß man mit einer solch kleinen Steilrampe und anschließender mehr parabolisch ausgebildeten Rampe arbeiten kann. Was man aber damit leisten kann, ist eine andere Frage. Bei der Verteilung der verfügbaren Berghöhe auf die einzelnen Strecken der Ablauframpe handelt es sich also um eine Frage der Leistungsfähigkeit der Anlage, da diese Gefällsverteilung auf die Laufzeiten, die Laufzeitunterschiede und die Wagenabstände einwirkt, von denen die zulässige Abdrückgeschwindigkeit und damit das „Schluckvermögen" der Ablaufanlage abhängt.

Abdrücken darf man nur so rasch, daß stets noch zwischen zwei aufeinanderfolgenden Wagen, auch bei ungünstigster Reihenfolge, die Weichen ordnungsgemäß umgestellt werden können. Als einheitlichen Vergleichsmaßstab für die Zerlegeleistungsfähigkeit verschiedener Ablauframpen gilt heute die mit Rücksicht auf die ordnungsgemäße Bedienung der ungünstigst gelegenen Verteilungsweiche bei freiem Ablauf noch erreichbare Abdrückgeschwindigkeit $v_o$.

Die zulässige Wagenfolgezeit $T_o$ am Ablaufpunkt berechnet sich nach der Formel:

$$T_o = \Delta t + t_s = \Delta t + \frac{9{,}5}{v_1} + t_w \left( \text{genau} = \Delta t + \frac{2{,}25}{v_2} + \frac{7{,}25}{v_1} + t_w \right)$$

$\Delta t$ ist der Laufzeitunterschied zweier aufeinanderfolgender Wagen an irgend einem Punkt der Bahn. Die zulässige Abdrückgeschwindigkeit errechnet sich dann aus der Wagenlänge $L_w$ und der Wagenfolgezeit $T_o$ zu:

$$v_o = \frac{L_w}{T_o}.$$

Je kleiner $T_o$, desto rascher kann abgedrückt und der Zug zerlegt werden, desto mehr Zerlegungsarbeit kann die Ablaufanlage in einem gewissen Zeitraum leisten. $T_o$ kann man verkleinern und damit die Zerlegegeschwindigkeit erhöhen, wenn man die auftretenden $\Delta t$ verkleinert, wenn man die Laufgeschwindigkeit v möglichst groß hält oder wenn man die Umstellzeit der Weichen verkürzt oder alle drei Bedingungen gleichzeitig erfüllt. Darüber kann kein Zweifel bestehen, das ergibt die Gleichung für $T_o$ zwingend. Wie die Umstellzeit $t_w$ kleingehalten werden kann, wird in dem Abschnitt über die Rangierstellwerke dargelegt werden; hier genügt es zunächst zu wissen, daß man heute schon praktisch mit $t_w$ bis 0,5 Sek. heruntergehen kann; es soll aber nachfolgend nur mit $t_w = 1$ Sek. unter günstigen, $t_w = 2{,}5$ Sek. unter ungünstigen Bedienungsverhältnissen gerechnet werden. $\Delta t$ und v, die beiden anderen auf die Zerlegungsgeschwindigkeit einwirkenden Faktoren, stehen — bei gegebenem Wagenmaterial — im gegenseitigen Abhängigkeitsverhältnis und in einem solchen von der Form der Ablauframpe.

Legt man wie Dr. Bäseler in der unter Fußnote 5) erwähnten Abhandlung der Betrachtung konstante Laufwiderstände zugrunde — die Ergebnisse genauerer Berechnung werden nachher gegeben — so treten, je größer die Laufgeschwindigkeiten sind, mit der eine bestimmte Strecke durchlaufen w desto mehr die Unterschiede in den Laufwiderständen in ih Einfluß auf die Gesamtlaufzeit zurück, desto verhältnismä gleichmäßiger laufen die Wagen, desto geringer sind die L zeitunterschiede $\Delta t$. Eine Erhöhung der Laufgeschwin keiten wirkt unter diesen Umständen sowohl in dem G $\frac{9{,}5}{v_1}$, wie in dem Glied $\Delta t$ vermindernd und damit z verkürzend in $T_o$ und leistungssteigernd in $v_o$. Da die L geschwindigkeit an irgend einem Punkt der Ablauframpe aus der Gleichung:

$$v = \sqrt{v_o^2 + 2 g' h_x}$$

bestimmt, worin $h_x$ = Geschwindigkeitshöhe = Fallhöhe ( verringert um die Widerstandshöhe des Laufweges (w l) zu dem betrachteten Punkt ist, bei konstantem w also:

$$h_x = H_x - l\,w,$$

ist dasjenige Profil das ablaufdynamisch günstigste, da seinem Verlauf die größten $h_x$ aufweist, und damit die grö Geschwindigkeiten ergibt.

In den Textabb. 6 u. 7 sind die Geschwindigkeitshöhe zwei verschiedene Ablaufprofile bei drei verschiedenen We von w (0,003, 0,006, 0,012) dargestellt. Die Geschwin keitshöhe $h_x$ in einem beliebigen Punkt der Ablaufpr für ein bestimmtes w ist gleich dem vertikalen Abstand Profillinie und derjenigen vom Scheitelpunkt ausgehe geneigten Geraden, deren Neigung s gleich der betreffe Widerstandsziffer w ist. Trägt man über der Profillinie s der in Textabb. 5 u. 6 dargestellten $h_x$-Werte die Werte $\frac{1}{\sqrt{2g}}$ (Textabb. 8) auf, verbindet deren Endpunkte und schneidet Bild an irgendeinem Punkt senkrecht ab, so gibt die zwis dem Bergprofil, der Senkrechten und der Verbindungslinie Endpunkte der zu einem bestimmten w gehörigen $\frac{1}{\sqrt{2g'}}$ Strecken liegende Fläche unmittelbar die Laufzeit eines diesem Widerstand w ablaufenden Wagens bis zu dem Pu in dem die Senkrechte errichtet ist, und die Unterschi flächen zwischen zweien dieser Flächen die Laufzeitun schiede bis zu dem erwähnten Punkt für zwei mit entsprechenden Widerständen ablaufende Wagen. Textabb. 8 gibt daher ein sehr übersichtliches Bild jeweils vorliegenden Verhältnisse und zeigt die Überle heit des Steilprofils der Textabb. 6 gegenüber dem Fl profil in Textabb. 7.

Will man Gegenneigungen im Ablaufweg vermeiden, heute die Regel ist[7]), so ergibt die Zusammenfassung gesamten Ablaufhöhe in einer Steilrampe, für die heute stärkste Neigung 1:15 gilt, mit anschließender horizont Verteilungszone das günstigste Profil für freien Ablauf konstanten Widerstandsziffern, solange die Laufgeschwin keiten nicht zu groß werden (etwa 7 bis 8 m/sec). We sie bei dieser Profilausbildung auf einzelnen Strecken zu g so muß man hier die Profillinie so weit anheben, daß die dad gekürzten Geschwindigkeitshöhen zulässige Geschwindigke ergeben (Textabb. 9).

Zahlenmäßig gibt Taf. 15 mit zugehöriger Ta Aufschluß über die Verhältnisse bei drei verschiedenen lauframpen für etwa 30 Ordnungsgleise und einer Gefahr — bis Zungenspitze der ungünstigsten Weiche — von 20 In der Tabelle sind die Laufgeschwindigkeiten, Laufze Laufzeitunterschiede und die zulässigen Abdrückgeschwi keiten für die drei Vergleichsprofile bei günstigem und günstigem Wetter für verschiedene Zwischenpunkte und

[7]) Im Gegensatz hierzu hält der Verfasser in gewissen F die Anwendung von Gegenneigungen für zweckmäßig und bedenklich.

e Gefahrzone unter der vereinfachenden Annahme konter Laufwiderstände w und unter Vernachlässigung der nmungswiderstände zusammengestellt. Für Gutläufer ist konstante Laufwiderstand w bei günstigem Wetter und mittleren Geschwindigkeit von 3,0 m/sec mit 2,9 kg/t, ngünstigem (Frost und 4 m/sec Gegenwind) mit 6,2 kg/t, len Schlechtläufer unter den gleichen Voraussetzungen zu g/t und 12 kg/t angesetzt worden. Die Steilrampenhöhe igt 0,5, 1,75 und 3,0 m bei einer Gesamthöhe des Berges 3,0 m, die Neigung der Steilrampen 1:15. Die nach der rampe noch übrigbleibende Berghöhe wird gleichmäßig an das Ende des 254 m langen Laufwegs des Schlechtrs bei ungünstigem Wetter verteilt. Die Gefahrzone wird 200 m für die Berechnung der erreichbaren Zerlegungswindigkeit $v_o$ angesetzt. Der Durchrechnung wurde chst ein angenommenes $v_o = 1{,}0$ m zugrunde gelegt.

Die Tabellenwerte sind, da w als konstant eingesetzt le und die verschiedene Lage der Ablaufpunkte und die daraus bestimmten konstanten Widerstände abweichen, wirken sich also hier besonders bei dem Steilprofil I aus. Für Profil I beträgt nach der genauen Berechnung die größte zulässige Zerlegungsgeschwindigkeit $v_o$ bei $t_w = 1$ sec und bei günstigen Witterungsverhältnissen 1,75 m/sec, bei ungünstigen Witterungsverhältnissen 0,48 m/sec, bei Profil III beträgt sie 0,98 und 0,19 m/sec. Das Verhältnis beider zueinander ergibt sich bei günstigem Wetter zu 1,8:1, bei ungünstigem zu 2,5:1. Auch die genaue Berechnung ergibt also eine bedeutende Überlegenheit des Steilprofils I gegenüber dem Flachprofil III.

Die genauen Berechnungsverfahren, die insbesondere von Prof. Müller und Dr. Ing. Raab ausgebildet wurden, „geheimnissen" nichts in die Ablaufdynamik hinein, sie geben nur die Zahlenwerte in möglichster Übereinstimmung mit der Wirklichkeit, während die „angenäherte" Berechnung leicht unrichtige Ergebnisse liefert.

Es geht nicht an, nur die Ablaufverhältnisse bei günstigem Wetter und geringem Unterschied der Laufwiderstände in

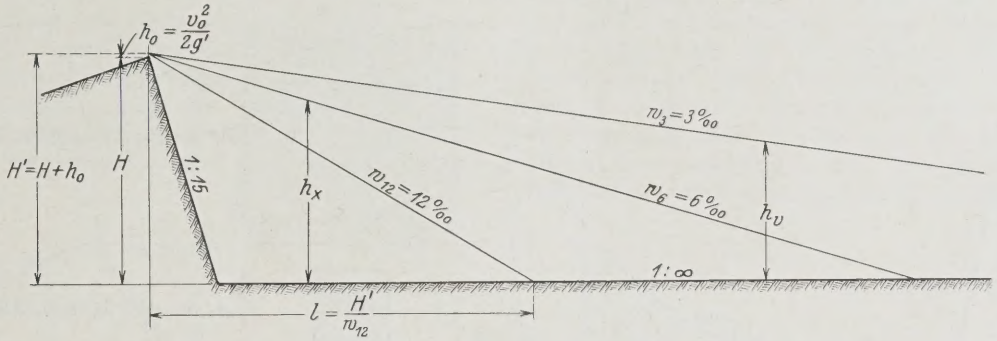



Abb. 6.

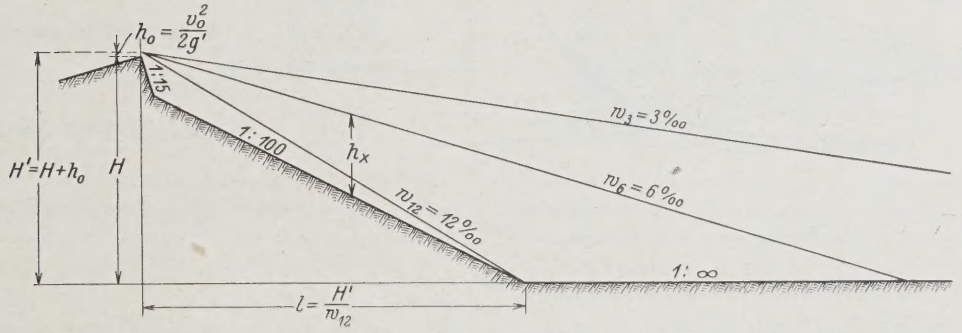



Abb. 7.

undungsbogen nicht berücksichtigt sind, nicht genau ig, sie können nur für Vergleiche einen gewissen Anhalt n. Man erkennt, daß bei günstigen Verhältnissen auch lachrampe III günstige Ablaufgeschwindigkeiten aufweist, llerdings erheblich hinter jenen der Steilrampen II und I ckbleiben, daß aber die Abdrückgeschwindigkeit und t die Zerlegeleistung der Flachrampe bei ungünstigem er außerordentlich stark heruntergeht. Die bei ungünstigem er nach der Tabelle noch zulässigen Abdrückgeschwindign betragen bei einer Umstellzeit der Weichen $t_w = 1$ sec:

| Profil | I | II | III |
|---|---|---|---|
| i 200 m langer Gefahrzone . . | 0,87 | 0,53 | 0,19 m/sec. |

l I leistet also nach dieser Berechnungsart bei ungünstigem er das 4,5fache des Profils III, das Profil II das 2,8fache rofils III, während bei günstigem Wetter die Leistungen lrei Profile sich etwa wie 1,7:1,4:1,0 verhalten.

Die genaue Berechnung (nach Prof. Müller und Dr. Ing. b) wurde für die Profile I und III durchgeführt und ergab s andere Zahlenwerte. Die Unterschiede in den Zahlenn sind um so größer, je mehr die wirklich auftretenden Gendigkeiten und Widerstände von den bei der Näherungshnung angenommenen mittleren Geschwindigkeiten und Betracht zu ziehen, um damit die Güte und Brauchbarkeit von Flachrampen zu beweisen. Schon bei günstigem Wetter treten häufig erheblichere Unterschiede in den Laufwiderständen auf, bei ungünstigem Wetter drücken diese Unterschiede derart stark auf die Leistungsfähigkeit der Flachrampen, daß man auf einer Reihe vorhandener Flachrampen in Rangierbahnhöfen bei ungünstigem Wetter überhaupt vom Ablaufverfahren abgehen und zum Stoßverfahren übergehen muß.

Wenn man zur Rechtfertigung des Flachprofils noch anführt, daß man an vielen Orten gar nicht so hohe Leistungen benötige, wie sie beim Steilprofil möglich sind, so ist das auch kein Grund gegen das Steilprofil. Man kann wohl auch beim Steilprofil langsam zerlegen, man kann aber nicht beim Flachprofil, wenn es nötig wird, die Leistung steigern.

Schließlich wird oft angeführt, die Zerlegezeit spiele bei der Gesamtbearbeitungszeit im Rangierbahnhof keine ausschlaggebende Rolle, so daß die Leistungssteigerung des Ablaufbergs durch Anlage eines Steilprofils gar nicht so nötig sei. Auch das ist nicht zutreffend, denn einmal lassen sich, wo das erforderlich, die Zwischenzeiten erheblich verkürzen (zwei Abdrücklokomotiven, zwei Abdrückgleise, Beidrückeinrichtungen), so daß schließlich in den Hauptarbeitsstunden die

Ablaufzeit fast allein für die Leistung des Bahnhofs ausschlaggebend wird, dann aber sichert eben nur das Steilprofil auch bei ungünstigen Witterungsverhältnissen genügende Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen.

Das Flachprofil ist auch nicht das „natürliche", sondern das primitive Profil, das Steilprofil stellt den Fortschritt dar und sollte heute bei keiner Neuanlage mehr fehlen. Daß man deshalb nun nicht gleich alle bestehenden Anlagen umbauen muß, die nach heutigen Begriffen unvollkommen sind, ist selbstverständlich. Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit bestimmen, wo solche Umbauten auszuführen sind und wo sie zu unterbleiben haben, weil die Anlagen ihre Aufgaben noch genügend erfüllen oder mit anderen Hilfsmitteln wirtschaftlicher auf ausreichende Leistungsfähigkeit gebracht werden können. Man muß sich nur darüber klar sein, daß man im einen Fall an den Krankheitserscheinungen herumdoktort, im anderen Fall die Krankheit selbst — das schlechte Ablaufprofil — kuriert, was oft auf die Dauer richtiger sein wird.

Wagen in genügender Entfernung vor seinem Laufziel d einen Hemmschuh aufgefangen und durch ihn bis zum Ha gebremst wird. Der Hemmschuh ist aber, das muß ein gegenüber der neuerdings zu beobachtenden, ganz unbeg lichen und unbegründeten Lobpreisung des „alten, g Hemmschuhs" mit seiner „weichen Bremsung", klar deutlich ausgesprochen werden, als Bremsmittel nur ei vielen Fällen bis auf weiteres unvermeidlicher Notbe Seine Mängel und die Gefahren, die bei seiner Anwend für das Personal und Material bestehen, dürfen doch nicht gessen werden und die gerühmte „weiche Bremsung" ist ni anderes als seine geringe Bremswirkung, die natürlich anderen Bremsen auch möglich wäre; eine so geri Bre wirkung ist aber weder nötig noch erwünscht, also k n Vo der Hemmschuhe! Das gefahrvolle Auflegen der Hemmsch vor und zwischen schnellaufenden Wagen, das gar n seltene Abspringen der Hemmschuhe unter den Wagen und damit verbundene Gefährdung des Personals und Mate

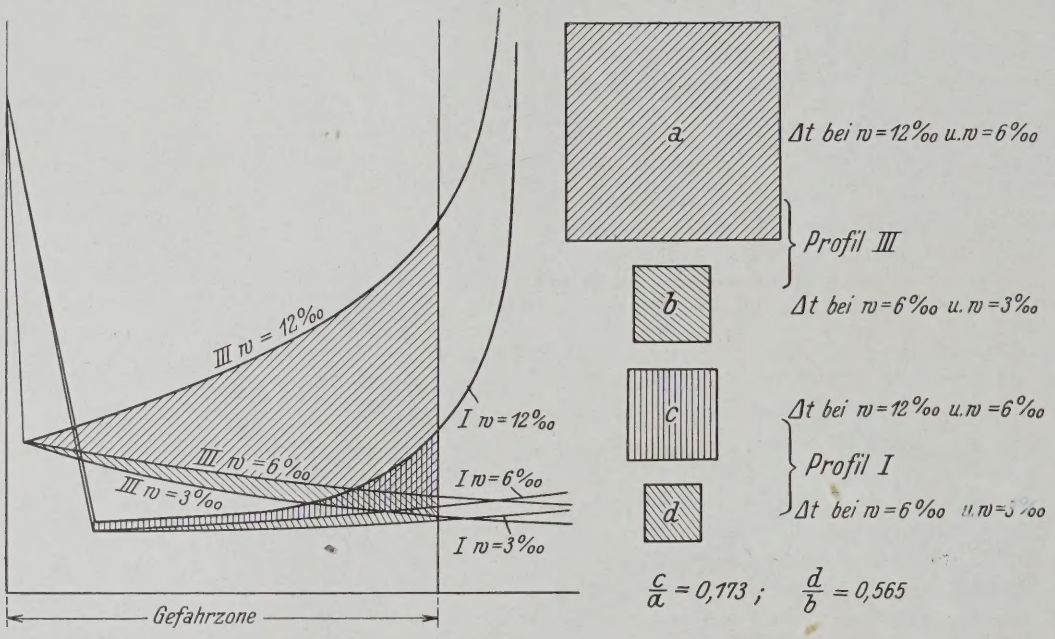



Abb. 8.

## 4. Wozu und wo sind Bremsmittel einzusetzen?

In den freien Ablauf der Wagen greift man aus zwei verschiedenen Gründen mit Bremsen ein: Erstens muß in allen Fällen, wo die dem Wagen auf der Ablauframpe erteilte Bewegungsenergie ihn über sein Ziel hinausführen würde, der Überschuß an Bewegungsenergie bis zum Zielpunkt vernichtet, also abgebremst werden — Laufwegbremsung — und zweitens muß in Fällen, wo infolge der Laufzeitunterschiede die Umstellung der Weichenzungen zwischen zwei aufeinanderfolgenden Wagen unmöglich wäre, ein Ausgleich der Laufzeiten durch Bremsen bewirkt werden — Abstandsbremsung — wenn man nicht die Zerlegungsgeschwindigkeit soweit herabsetzen will, daß die Laufzeitunterschiede nicht mehr stören. Der erstgenannte Grund liegt stets vor; auf allen Rangierbahnhöfen müssen also Einrichtungen für diesen Zweck vorhanden sein. Der zweite Grund liegt nur vor, wo die verlangte Zerlegeleistung auf anderem Weg nicht erreicht werden kann. Es gibt Bahnhöfe, wo man auf diese „Abstandsbremsung" ganz verzichtet, da man bei dem zu verarbeitenden Wagenmaterial, den vorkommenden Witterungsverhältnissen, dem vorhandenen Ablaufprofil und Gleisplan auch ohne sie durchkommt.

Die „Laufwegbremsung" in ihrer primitivsten und heute noch verbreitetsten Form besteht darin, daß der ablaufende

(Auflaufstöße), die absolute Unberechenbarkeit seiner Wirku die erforderlichen langen Bremswege insbesondere bei Wag gruppen und das Schleifen des hemmschuhfreien Rades einem Teil des Bremsweges sind — wenn man von a anderen Streitpunkten absehen will — Gründe genug, auf eine Einschränkung der Anwendung dieses Bremsmit auf die Fälle, wo es ungefährlich ist, wo seine Mängel ni schaden und der Vorteil des einfachen Geräts ausschlaggeb ist, in allen anderen Fällen auf seinen Ersatz durch verlässigere Bremsmittel hinwirken sollten.

Es dürfte genügen, anzuführen, daß der Reibungsko zient je nach dem Zustand des Hemmschuhs und des Gle nach Versuchen zwischen 0,07 und 0,22 schwanken, der Bre weg also das Dreifache des berechneten betragen kann und z. B. bei einem mittleren Reibungskoeffizienten von 0,15 Aufhalten einer Wagengruppe von drei Wagen, wie sie Rangierbetrieb zulässig und üblich, wenn auf einen lee Wagen von 8 t zwei beladene von je 25 t folgen, schon 4 m/sec Geschwindigkeit einen Bremsweg verlangt von:

$$\frac{(8+2.25)}{2\,.\,9{,}5}\,4^2 = 4\,.\,0{,}15\,.\,l; \qquad l \simeq 80\ \text{m}.$$

Zu kurz bemessene Bremswege, also zu schwache Bre sungen, ergeben beim Auffangen der Wagen in den Ordnur gleisen harte Auflaufstöße und Wagenbeschädigungen,

bemessene außerordentlich große Lücken zwischen den efangenen Wagen, schlechte Ausnutzung der Gleise, große narbeit beim Zusammenstellen und Kuppeln der Züge; s von beiden ist bei größerer Zulaufgeschwindigkeit immer rscheinlich.

Die Hemmschuhbremsung sollte demnach nur da angelt werden, wo die Wagen mit geringen Geschwindigkeiten twa mit 1 bis höchstens 3 m/sec — laufen, so daß die ichen Unterschiede im Bremsweg nicht zu groß werden daß vor allem auch das Personal mehr Zeit und Ruhe zum ungsgemäßen und sicheren Auflegen der Hemmschuhe hen den Wagen hat. Da aber bei allen betriebstüchtigen, bei ungünstigem Wetter leistungsfähigen Ablaufanlagen estens im oberen Teil der Richtungsgleise Laufgeschwindign von 5 bis 6 m/sec bei Gutläufern, die hier u. U. auf gebremst werden müssen, vorkommen, ist für solche gen die Forderung zu stellen, daß vor der Laufwegnsung mit Hemmschuhen eine Vorbremsung liegen die die Wagengeschwindigkeiten, soweit das mit ihrem ziel und Abstand irgend verträglich ist, heruntersetzt, ß ein gefahrloses und zuverlässiges Arbeiten der Hemmn-Nachbremser sichergestellt ist. Je besser die Vorsung ist, desto mehr ist die Nachbremsung entlastet, sich in höherer Gleiszuteilung und längerer Arbeitszone irkt.

dieser Vorbremsung strebt, wozu z. B. mechanisierte Hemmschuhgleisbremsen vorgeschlagen werden. Diese könnten dadurch Vorteile bringen, daß ihre Bedienung an einigen wenigen Stellen zusammengefaßt werden könnte, was Personalersparnisse bedingte, daß die Gefährdung des Personals wegfiele, daß je nach Konstruktion u. U. sogar der Bremsweg noch nachträglich in der Bremse verkürzt werden könnte, daß die Gefahr des Abspringens des Hemmschuhs durch seine Führung behoben würde; sie beseitigten aber nicht den Nachteil der erforderlichen langen Bremswege, der außerordentlichen Unterschiedlichkeit der Bremswirkung des Hemmschuhs und des teilweisen Schleifens der hemmschuhfreien Räder bei einseitiger Bremsanordnung.

Wenn man schon hier mechanisieren will, sollte man m. E. auch gleich den unzuverlässigen Hemmschuh dabei beseitigen und zu den viel zuverlässiger und kräftiger wirkenden Backenbremsen übergehen, für die neuerdings eine einfache Ausführungsform, die auch für gleiche Leistung im Preis mit mechanisierten Hemmschuhbremsen erfolgreich in Wettbewerb treten kann, von der Thyssenhütte herausgekommen ist. Sie ist wie die große Thyssenbremse gewichtsautomatisch, nützt also das ganze Gewicht der Wagen und Wagengruppen zur Bremsung aus — nicht wie der Hemmschuh nur das Gewicht der vordersten Achse —, so daß man zu verhältnismäßig kurzen Bremsen kommt. Mit solchen Bremsen hat man

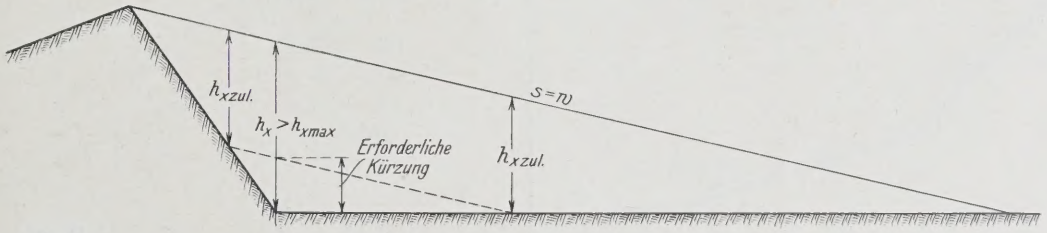



Abb. 9.

Diese Vorbremsung kann verschiedenartig erfolgen, entmit zahlreichen Einzelbremsen, je einer in der Spitze Richtungsgleises, oder mit wenigen Bremsen innerhalb Weichenzone, je einer vor jedem größeren Gleisbüschel.

Für die Vorbremsung in jedem einzelnen Richtungsgleis kommen nur verhältnismäßig billige Bremsen in , da es sich jeweils um 25—40 Bremsen handelt. Man ese Art der Vorbremsung in Deutschland bisher nur mit sog. Büssingbremsen mit Auswurfherzstück, die mit nlichen Hemmschuhen betrieben werden, angewendet eburg-Rotensee, Gleiwitz). Diese Vorbremsen mit losen schuhen müssen also die ablaufenden Wagen bei Gedigkeiten von 5 bis 6 m/sec bremsen; alle gegen die ndung loser Hemmschuhe oben angeführten Gründe en hier besonders ungünstig zusammen, so daß wohl nd diese Art des Vorbremsens ernstlich als etwas sch Vorbildliches wird ansprechen wollen. Auch wirtlich ist sie wenig befriedigend: entweder braucht man zahlreichen Gleisbremsern in den Richtungsgleisen noch liche Nachbremser oder man muß, wo man an letzteren sparen will, große Lücken zwischen den einzelnen Wagen ruppen und schlechte Ausnutzung der Gleise in Kauf n, so daß man besondere Beidrückvorrichtungen wie in burg (10 km besonderes Schmalspurgleis mit 15 Weichen 22 Kreuzungen, eine Akkumulatorenlokomotive mit Mann Personal dauernd im Betrieb) notwendig hat für en, die bei moderner Ausrüstung mit hochwertigen lbremsen selbst bei höherer Wagenzahl eine Abdrückine noch nebenher erledigt.

s ist daher begreiflich, daß man nach Verbesserungen den Bremsvorgang in der Hand und die Arbeitsbedingungen liegen günstig. Da auch die Bremsmaße infolge schneller Bremslösung gut abstufbar sind, so würde durch sie gegenüber Hemmschuhbremsung die Qualität der Vorbremsung wesentlich verbessert, in allen übrigen Punkten gelten für sie die gleichen Vorteile, wie sie gegenüber Büssingbremsen bei den mechanisierten Hemmschuhbremsen angeführt wurden. Eine solche Verbesserung der Vorbremsung in den Richtungsgleisen könnte zu betrieblichen und wirtschaftlichen Erfolgen führen.

Der zweite Weg, den man für die Vorbremsung in Deutschland mit Erfolg beschritten hat, ist der, die Vorbremsung in der Weichenzone hochwertigen Starkbremsen anzuvertrauen. Deutschland kann auf dem Gebiet der Rangiertechnik sich rühmen, die ersten und bis heute auch die besten schweren Gleisbremsen herausgebracht zu haben. Die erste Starkbremse war die nach den Ideen und Vorschlägen Dr. Ing. Frölichs von der Thyssenhütte gebaute, nach ihr genannte „Thyssenbremse", die heute nicht nur in Deutschland, sondern auch im Ausland Anerkennung und Anwendung gefunden hat (England, Amerika, Schweiz, Italien, Holland, Dänemark, Argentinien). Ihr folgten die Starkbremsen von Jordan und Bäseler. Über die Wirkungsweise und den Erfolg dieser Bremsen soll in einem folgenden Absatz gesprochen werden. Hier genügt es festzustellen, daß man in der Thyssenbremse eine Starkbremse besitzt, die absolut betriebssicher und leistungsfähig bei allen vorkommenden Wagengeschwindigkeiten und Wagengewichten, die bei richtigem Einsatz sehr wirtschaftlich, die feinfühlig und schnell reagierend ist. Im Hinblick auf die Anlagekosten wird man sich in ihrer Zahl

beschränken, jeder einzelnen eine Mehrzahl von Gleisen zur Bedienung zuweisen und sie also vor die erste Weiche der von ihr bedienten Gleisbüschel legen. Man muß deshalb dafür sorgen, daß neben gedrängter Gesamtentwicklung[8]) insbesondere die Gleisentwicklung hinter der Gleisbremse möglichst kurz ist, daß sich also die Gleise so rasch als möglich verzweigen. Jede Verlängerung dieser Gleisentwicklung vergrößert nicht nur den Weg bis zum Laufziel der Wagen, sondern auch die Zone, in der sich die Vorbremsung auf den Wagenlauf ungünstig auswirken kann. Die Vorbremsung in der Weichenzone nimmt ja den Wagen hier einen Teil ihrer glücklich durch die Steilrampe erreichten hohen Geschwindigkeiten, die einen gleichmäßigen Lauf der Wagen bringen, wieder weg, was bei bestimmten Bremsungen auf die Laufzeitunterschiede zweier aufeinander folgender Wagen ungünstig einwirken kann. Dieser Nachteil tritt bei den Bremsen in den Richtungsgleisen nicht auf. Ist dieser Nachteil nun sehr groß und wird er nicht durch andere Vorteile bei weitem aufgewogen?

Bei jeder Verteilungsanlage mit Starkbremsen zur Vorbremsung gabelt man von vornherein das Ablaufgleis je nach der Gesamtgleiszahl in eine gewisse Anzahl gleichwertiger Laufwege — zwei bis vier —, von denen jeder zu etwa gleichviel Ordnungsgleisen (acht bis zehn Gleisen) hinführt. Wenn man sich nun einmal klarmacht, was alles zusammen kommen

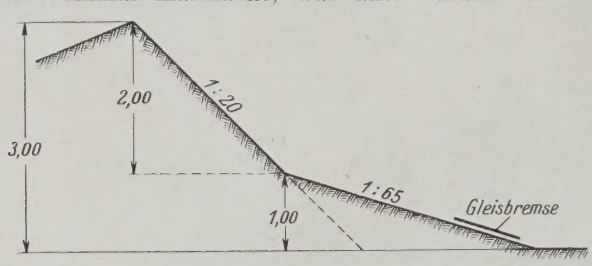



Abb. 10.

muß, um dem Bremswärter mit Rücksicht auf den ungestörten Gesamtablauf die Vorbremsmöglichkeit stark einzuschränken oder gar zu nehmen und wenn man dann die Wahrscheinlichkeitsrechnung zu Rate zieht, so begreift man, daß das so seltene Fälle sind, daß man sie besonders behandeln kann. In solchen Ausnahmefällen kann durch besondere Hupensignale der ungenügend vorgebremste Wagen den immer vorhandenen Nachbremsern vorgemeldet und von ihnen, wohlvorbereitet, sicher aufgefangen werden. Man muß weiterhin im Auge behalten, daß für solche Vorbremsung in der Weichenzone nur Steilprofile in Frage kommen, die in der Verteilungszone hohe Ablaufgeschwindigkeiten ergeben. Man kann in der Zone der hohen Geschwindigkeiten den Wagen schon sehr viel Bewegungsenergie abnehmen und damit ihren Laufweg erheblich kürzen, ohne die Geschwindigkeit allzusehr herunterzusetzen. Bremst man einen Gutläufer, der mit 7 m/sec in die Bremse einläuft auf 5 m/sec Geschwindigkeit herunter, so verliert er die Hälfte seiner Bewegungsenergie und etwa 400 m Laufweg, aber nicht einmal ein Drittel seiner Geschwindigkeit. Das ist von hoher Bedeutung.

Die Verteilungszone hinter der Bremse muß, um beim Vorbremsen die Geschwindigkeiten möglichst hoch belassen zu können, horizontal liegen — eine Gegensteigung wäre noch besser —, die Gleisbremse selbst wird zweckmäßig in eine Neigung von 1:60 bis 1:80 gelegt, damit festgebremste Wagen von selbst wieder in Lauf kommen können. Damit ergibt sich das in Textabb. 10 dargestellte Profil, das in seiner Leistungsfähigkeit zwischen derjenigen im Profile I und bei Tafel 15 steht.

Die Praxis bestätigt das oben Gesagte: sowohl in Ham wie in Bremen und Hochfeld-Süd ist die Vorbremsung günstig, daß mit einer beschränkten Zahl von Hemmschu legern das Nachbremsen sicher und einwandfrei durchgefüh werden kann und sich die Wagenschäden gegen früher erhebli vermindert haben; die Fertigstellung der Züge verlangt hi da die Wagen größtenteils kupplungsreif zusammenlaufe wenig Nacharbeit, die von den Abdrücklokomotiven neb ihrer sonstigen Arbeit noch mitgeleistet wird. Wie hochwert die Qualität der Vorbremsung mit diesen feinreagierend Thyssenbremsen ist, zeigen die Ergebnisse besonderer Versuc zu ihrer Nachprüfung, die nachstehend mitgeteilt seien.

Auf Rangierbahnhof Hochfeld-Süd wurden im betrieb mäßigen Ablauf die Endgeschwindigkeiten der ablaufend Wagen am Laufziel (des Versuches wegen ohne Nachbremsun die sonst stets bei größeren Geschwindigkeiten eingreif gemessen. Die Ergebnisse der dort vorgenommenen zw Versuche gibt nachfolgende Tabelle:

| | Versuch I (7 Wagen) | Versuch II (17 Wagen |
|---|---|---|
| Geschwindigkeit am Ziel: | | |
| 0—0,5 m/sec | — | 5 |
| 0,5 —0,75 „ | 1 | 3 |
| 0,75—1,0 „ | 3 | 2 |
| 1,0 —1,25 „ | 3 | 4 |
| 1,25—1,50 „ | — | 2 |
| 1,50—2,0 „ | — | — |
| 2,0 —2,25 „ | — | 1 |
| | 7 Wagen | 17 Wagen |

Man hält z. Z. im allgemeinen Auflaufstöße mit 1,0 m/s Geschwindigkeit für ungefährlich; nach dieser Ansicht hätt 58% keine Nachbremsung mehr erfordert. Die Geschwind keit der übrigen Wagen liegt so nieder, daß man hier unbeder lich Hemmschuhbremsung anwenden und Laufwegbremsu ohne große Lücken erreichen kann.

Je nach Größe und Belastung der Ablaufanlagen ist Bedienung dieser zwei, drei oder vier Vorbremsen einem oc zwei Bremsern übertragen, die, vor Witterungsunbilden u Gefahren geschützt, im Bremsturm stehen und unmittelb vor und unter sich die Wagen herankommen sehen und sie in Bremse gut beobachten und beurteilen können. Sie können Bremswirkung in Bruchteilen von Sekunden verstärken oc abschwächen und so jede gewünschte Auslaufgeschwindigk des Wagens erreichen. Man hat als weitere Verbesserung e automatische Abschaltung der Bremsen beim Erreichen ein bestimmten Laufgeschwindigkeit vorgeschlagen. Diese E richtung wird aber erst dann Bedeutung erlangen, wenn au die Lauffähigkeit der Wagen selbsttätig gemessen werden ka Denn solange der Bremswärter diese nach seiner Erfahru schätzen muß, genügt es vollständig, seiner Erfahrung u seinem Gefühle auch die Bestimmung der Auslaufgeschwind keit und des Bremsmaßes zu überlassen, da ja auch die mech nische Einstellung einer bestimmten Auslaufgeschwindigk nur erfahrungs- und gefühlsmäßig nach der geschätzten La fähigkeit erfolgen könnte.

Vorstehend ist gezeigt, daß die verlangte Bremsaufga bei richtiger Eingliederung der Starkbremse in den e sprechend ausgestalteten Gleis- und Profilplan mit ho wertiger Vorbremsung und sicherer Nachbremsung in ein Art erfüllt werden kann, die technisch und betrieblich je

[8]) Die Gesamtentwicklung wird beim Einbau von Gleisbremsen gegenüber solchen ohne Gleisbremsen etwas verlängert, was aber gegenüber dem Vorteil, diese Gleisbremsen auch zur Abstandsreglung benutzen zu können, keine Bedeutung hat.

Anwendung von Büssingbremsen in den Richtungsgleisen überlegen ist und sie bei entsprechender Größe des giergeschäftes auch wirtschaftlich übertrifft.

Die Lage der Starkbremse in der Verteilungszone bietet noch weiter den Vorteil, daß sie, wenn nötig, zur Abslsverbesserung zweier aufeinanderfolgender Wagen bet werden kann. Die Abstandsbremsung wirkt stets auch als Vorbremsung; sie wird nie eine sonst mögliche ausreichende Vorbremsung beeinträchtigen, sie kann höchstens in Ausnahmefällen als Vorbremsung zu stark wirken, dann bleibt der Wagen etwas zu früh im Richtungsgleis stehen.

Dieser kleine Nachteil spielt gegenüber dem großen Vorteil, mit der Vorbremse gleichzeitig eine Abstandsreglung vornehmen zu können, keine Rolle. (Fortsetzung folgt.)

# Berichtigung der Fehler in Gleisbogen.

Von **J. Demandt,** Bahningenieur bei den Dänischen Staatsbahnen.

Bekanntlich ist für die Berichtigung der im Felde vornenden, oft unregelmäßigen Gleisbogen bisher das von nz-Höfer angegebne Verfahren vorzugsweise benutzt en.

Im folgenden soll eine leichtere und einfachere Methode stellt werden, die mit hinlänglichem Erfolge von den schen Staatsbahnen benutzt worden ist.

Die Krümmungsverhältnisse eines Gleisbogens bestimmt dadurch, daß man die Bogenlänge in gleiche Teile einteilt die Pfeilhöhen an jedem Meßpunkt von der Sehne zwischen beiden Nachbarpunkten aus bis zu dem betreffenden npunkt mißt, also mitten an der Sehne. Die Pfeilhöhen

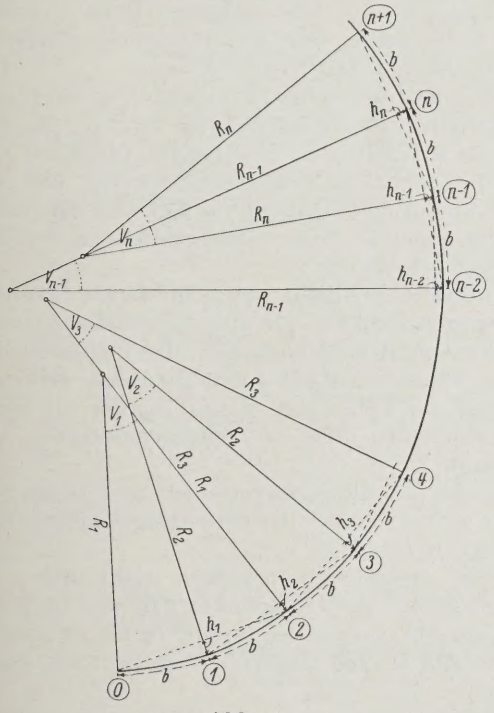


Abb. 1.

omit der Ausdruck für die wechselnden Krümmungsmaße leisbogen.

st diese Krümmung an allen Meßpunkten dieselbe, so n die Pfeilhöhen gleich groß sein.

Man kann nun beweisen, daß das Mittel aus den genen, unter sich verschiedenen Pfeilhöhen eines (fehlerh) Gleisbogens gleich ist der Pfeilhöhe eines ausgenen Kreises von denselben Bogenstücklängen.

Wir nehmen an, daß man einen Gleisbogen in eine bete Anzahl gleicher Teile, jeden von der Länge b, geteilt s. Abb. 1). Der Halbmesser des Bogens wird innerhalb Abschnittes 2b der Bogenlänge als beharrlich voraust.

Man kann nun folgende Gleichungen zwischen den Pfeilund den entsprechenden Zentriwinkeln aufstellen, die Bogen- und die Sehnenlängen als gleich angenommen werden, was mit $b \leqq 10$ m und mit Bogenhalbmessern von etwa 200 m aufwärts statthaft ist.

| Pfeilhöhen | Entsprechende Zentriwinkel |
|---|---|
| $h_1 = \frac{b^2}{2R_1}$ | $\angle V_1 = \frac{2b}{R_1} = \frac{4h_1}{b}$ |
| $h_2 = \frac{b^2}{2R_2}$ | $\angle V_2 = \frac{2b}{R_2} = \frac{4h_2}{b}$ |
| ⋮ | ⋮ |
| $h_{n-1} = \frac{b^2}{2R_{n-1}}$ | $\angle V_{n-1} = \frac{2b}{R_{n-1}} = \frac{4h_{n-1}}{b}$ |
| $h_n = \frac{b^2}{2R_n}$ | $\angle V_n = \frac{2b}{R_n} = \frac{4h_n}{b}$. |

Addiert man alle Winkel, so erhält man

$$\angle V_1 + \angle V_2 + \ldots + \angle V_{n-1} + \angle V_n = \frac{4}{b}(h_1 + h_2 + \ldots + h^{n-1} + h_n).$$

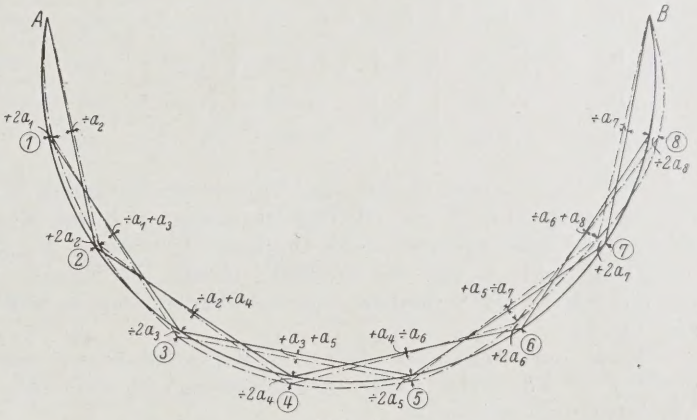


Abb. 2.

Wenn der Halbmesser des Kreises R genannt wird, so erhält man

$$\angle V_1 + \angle V_3 + \angle V_5 + \ldots\ldots + \angle V_n = \frac{(n+1)\,b}{R}$$

und

$$\angle V_2 + \angle V_4 + V_6 + \ldots\ldots + \angle V_{n-1} = \frac{(n-1)\,b}{R}$$

Durch Summierung erhält man

$$\angle V_1 + \angle V_2 + \angle V_3 + \ldots\ldots + \angle V_n = \frac{2nb}{R} = \frac{4}{b}\sum_1^n h$$

oder

$$R = \frac{b^2}{2 \cdot \left(\sum_1^n h\right) : n}.$$

Die gesuchte Pfeilhöhe ist also die Mittelzahl sämtlicher gemessener Pfeilhöhen.

Nunmehr gilt es, die Größe der Seitenverschiebungen in den Meßpunkten des Gleisbogens zu bestimmen, ferner, ob die Verschiebungen vom Mittelpunkte weg oder nach ihm hin geschehen sollen. Verschiebungen vom Mittelpunkte

weg erhalten das Vorzeichen +, die entgegengesetzt gerichteten das Vorzeichen —.

In Abb. 2 ist ein fehlerhafter Gleisbogen AB durch Strichpunktlinien angegeben. Der Bogen ist laut Abbildung in neun gleiche Teile geteilt und die Sehnen über zwei Bogenteilungen sind gleichfalls bezeichnet.

Der Kreisbogen, dem man sich anzugleichen wünscht, ist ausgezogen. Seine Endpunkte liegen auch in A und B. Die entsprechenden Sehnen sind voll ausgezogen.

Man kann jetzt unter Hinweis auf die aus der Figur ersichtlichen Bezeichnungen die Zahlentafel a aufstellen.

Zahlentafel a.

| Meßpunkte | Gemessene Pfeilhöhen in dem fehlerhaften Bogen | Seitenverschiebungen von dem fehlerhaften Bogen an den ausgeglichenen Kreis mit Vorzeichen | Pfeilhöhen im Kreise | Änderung der gemessenen Pfeilhöhen durch Verschiebung der Nachbarpunkte | Gleichungen zwischen den gemessenen Pfeilhöhen, den Seitenverschiebungen und der Pfeilhöhe in dem Kreise |
|---|---|---|---|---|---|
| **1** | $h_1$ | $+2a_1$ | h | $-a_2$ | $h_1+2a_1-a_2=h$ |
| **2** | $h_2$ | $+2a_2$ | h | $-a_1+a_3$ | $h_2+2a_2-a_1+a_3=h$ |
| **3** | $h_3$ | $-2a_3$ | h | $-a_2+a_4$ | $h_3-2a_3-a_2+a_4=h$ |
| **4** | $h_4$ | $-2a_4$ | h | $+a_3+a_5$ | $h_4-2a_4+a_3+a_5=h$ |
| **5** | $h_5$ | $-2a_5$ | h | $+a_4-a_6$ | $h_5-2a_5+a_4-a_6=h$ |
| **6** | $h_6$ | $+2a_6$ | h | $+a_5-a_7$ | $h_6+2a_6+a_5-a_7=h$ |
| **7** | $h_7$ | $+2a_7$ | h | $-a_6+a_8$ | $h_7+2a_7-a_6+a_8=h$ |
| **8** | $h_8$ | $-2a_8$ | h | $-a_7$ | $h_8-2a_8-a_7=h$ |

Aus Abb. 2 geht hervor, daß eine Seitenbewegung $2a_2$ in dem Meßpunkte ***2*** vom Mittelpunkte weg (also mit Vorzeichen +) eine entsprechende Drehung der Sehne A — ***2*** nach sich zieht, so daß die Pfeilhöhe in dem Meßpunkte ***1*** um die Hälfte der Seitenbewegung verkleinert werden muß, also um $a_2$.

Nach der Annahme, daß der Bogenhalbmesser sehr groß sei im Verhältnis zu der Sehnenteilung, ist eine solche Vereinfachung zulässig.

Denkt man sich den Meßpunkt ***4*** vorläufig als festliegend, so wird die Seitenbewegung $+2a_2$ auch auf die Pfeilhöhe in dem Meßpunkte ***3*** mit der Hälfte der Seitenbewegung wirken, aber mit entgegengesetztem Vorzeichen, also mit $-a_2$. Da diese Überlegung allgemein gilt, kann man die Wirkung der Seitenbewegungen auf die Pfeilhöhen in den Nachbarpunkten in einer Tabelle fortlaufend aufstellen, und man wird mittels der Abbildung jetzt Gleichungen zwischen den gemessenen Pfeilhöhen, den Bewegungen und der Pfeilhöhe des Kreises erhalten.

In diesen Gleichungen sind sämtliche Pfeilhöhen bekannte Größen, da die Pfeilhöhe h des Kreises gleich dem Mittel aus sämtlichen gemessenen Pfeilhöhen ist, während $a_1 \ldots\ldots a_8$ gesucht werden sollen.

Summiert man sämtliche Gleichungen, so erhält man $h_1 + h_2 + \ldots\ldots + h_8 + a_1 - a_8 = 8 \cdot h$.

Da h der Mittelwert der acht Pfeilhöhen ist, ist $a_1 - a_8 = 0$, oder $a_1 = a_8$.

Die Größen $a_1 \ldots\ldots a_8$ werden so gefunden, daß man aus der ersten Gleichung $a_2$ durch $a_1$ ausgedrückt findet.

Man stellt den Wert von $a_2$ in die folgende Gleichung ein und findet $a_3$ durch $a_1$ ausgedrückt. Wenn man so fortschreitet, findet man am Ende $a_8$ durch $a_1$ ausgedrückt. Nachprüfung der Richtigkeit der Berechnungen dient Beziehung $a_8 = a_1$.

Aus der letzten Gleichung kann man $a_1$ finden; se man diesen Wert in die für $a_2 \ldots\ldots a_8$ gefundenen A drücke, alle $a_1$ enthaltend, ein, so hat man die Seit bewegungen gefunden.

In einem Zahlenbeispiel soll noch gezeigt werden, wie n es macht, und wie man verschiedene kleine Schwierigkei beseitigt.

Man teilt einen Gleisbogen in gleiche Teile von je 1( Länge ein, indem man an dem Steg der äußeren Schi die Meßpunkte anzeichnet. Man achte darauf, so weit dem Bogen anzufangen und so weit hinter ihm zu schließ daß wenigstens die erste und die letzte Pfeilhöhe, auf Mitte einer 20 m langen Schnur gemessen, zu 0 werden, daß also der erste und der letzte Meßpunkt in den Tangen des Bogens liegen. Man geht bei der Messung der Pfeilhöl allemal um je 10 m vorwärts.

Die gemessenen Pfeilhöhen (vergl. Zahlentafel b) las erkennen, daß man bestrebt gewesen ist, Übergangsbogen den Enden der Gleisbogen anzuordnen. Bei der Ausrechnu der mittleren Pfeilhöhe werden deshalb diese Pfeilhöhen den Enden des Bogens außer Betracht gelassen, so daß in Abb. 2 mit A und B bezeichneten Punkte, durch die gesuchte Kreis gehen soll, im vorliegenden Falle durch Meßpunkte ***10*** und ***250*** festgelegt sind.

In der nachfolgenden Zahlentafel b sind im gan 23 Gleichungen mit 23 Unbekannten $a_1 \ldots\ldots a_{23}$ aufgeste

Um ganze Zahlen in Millimetern für diese Größen bekommen, erweist es sich als notwendig, die gemesse Pfeilhöhe 113 in den Meßpunkten ***230*** und ***240*** auf 115 114 mm zu ändern. Diese Kleinigkeiten an den Enden Bogens sind belanglos.

Die mittlere Pfeilhöhe der gemessenen Pfeilhöhen w zu einer ganzen Zahl auf 113 mm abgerundet. Dadurch w kein Fehler von Belang begangen; die Pfeilhöhen können doch nicht genauer als auf 1 mm gemessen werden.

Das hat zur Folge, daß $a_1$ und $a_{23}$ um ein weniges v einander abweichen, aber mit entgegengesetztem Vorzeic behaftet sind.

Man sieht, daß alle Seitenverschiebungen zu den gemesse Pfeilhöhen addiert sind. Bei den Ausrechnungen treten a die Vorzeichen zutage.

Aus den Seitenverschiebungen sieht man, daß v Meßpunkte ***20*** bis zum Meßpunkte ***210*** das Gleis nach d Mittelpunkte hin verschoben werden muß, während es v Meßpunkte ***220*** zu ***240*** auswärts (vom Zentrum weg) gerü werden soll.

Da aber das Gleis wegen der Wärmelücken nicht so v zusammengedrückt werden kann, daß die berechneten V schiebungen durchgeführt werden könnten, kann man Gleis doch noch nach dem Kreisbogen verlegen, indem n einen Korrektionswert zufügt, der sich als Mittel aus größten positiven und der größten negativen Seiten schiebung mit entgegengesetzten Vorzeichen ergibt.

Der Korrektionswert wird im vorliegenden Falle

$$\frac{-58+206}{2} = 74 \text{ mm}.$$

Die Bogenberichtigung ist damit durchgeführt.

Man kann jetzt die Frage aufwerfen, ob es auch notwen ist, einen Gleisbogen so genau zu regulieren, daß er in jed Meßpunkte eine solche Lage hat, daß die Pfeilhöhen übe genau dem Mittel aus den gemessenen Pfeilhöhen gleich si

In den „Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbal vom 1. Januar 1929 ist auf S. 49 folgende Regel angegeb wenn der Bogen nur ein Weniges von der vorgeschriebe

Zahlentafel b.

| ß-kte | Pfeilhöhen mm | Gleichungen | | | Seitenverschiebungen in mm | Seitenverschiebungen, korrigiert durch Addierung von 74 mm |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0 | | | | | |
| 0 | 35 | | | | | |
| 0 | 91 | $91 + 2a_1 - a_2 = 113$ | $a_2 = +22 + 2a_1$ | $a_2 = -82$ | $2a_1 = -60$ | $+14$ mm |
| 0 | 158 | $158 + 2a_2 - a_1 - a_3 = 113$ | $a_3 = +1 + 3a_1$ | $a_3 = -89$ | $2a_2 = -164$ | $-90$ mm |
| 0 | 113 | $113 + 2a_3 - a_2 - a_4 = 113$ | $a_4 = +24 + 4a_1$ | $a_4 = -96$ | $2a_3 = -178$ | $-104$ mm |
| 0 | 113 | $113 + 2a_4 - a_3 - a_5 = 113$ | $a_5 = +47 + 5a_1$ | $a_5 = -103$ | $2a_4 = -192$ | $-118$ mm |
| 0 | 125 | $125 + 2a_5 - a_4 - a_6 = 113$ | $a_6 = +82 + 6a_1$ | $a_6 = -98$ | $2a_5 = -206$ | $-132$ mm |
| 0 | 141 | $141 + 2a_6 - a_5 - a_7 = 113$ | $a_7 = +145 + 7a_1$ | $a_7 = -65$ | $2a_6 = -196$ | $-122$ mm |
| 0 | 103 | $103 + 2a_7 - a_6 - a_8 = 113$ | $a_8 = +198 + 8a_1$ | $a_8 = -42$ | $2a_7 = -130$ | $-56$ mm |
| 0 | 88 | $88 + 2a_8 - a_7 - a_9 = 113$ | $a_9 = +226 + 9a_1$ | $a_9 = -44$ | $2a_8 = -84$ | $-10$ mm |
| 0 | 107 | $107 + 2a_9 - a_8 - a_{10} = 113$ | $a_{10} = +248 + 10a_1$ | $a_{10} = -52$ | $2a_9 = -88$ | $-14$ mm |
| 0 | 118 | $118 + 2a_{10} - a_9 - a_{11} = 113$ | $a_{11} = +275 + 11a_1$ | $a_{11} = -55$ | $2a_{10} = -104$ | $-30$ mm |
| 0 | 94 | $94 + 2a_{11} - a_{10} - a_{12} = 113$ | $a_{12} = +283 + 12a_1$ | $a_{12} = -77$ | $2a_{11} = -110$ | $-36$ mm |
| 0 | 146 | $146 + 2a_{12} - a_{11} - a_{13} = 113$ | $a_{13} = +324 + 13a_1$ | $a_{13} = -66$ | $2a_{12} = -154$ | $-80$ mm |
| 0 | 114 | $114 + 2a_{13} - a_{12} - a_{14} = 113$ | $a_{14} = +366 + 14a_1$ | $a_{14} = -54$ | $2a_{13} = -132$ | $-58$ mm |
| 0 | 112 | $112 + 2a_{14} - a_{13} - a_{15} = 113$ | $a_{15} = +407 + 15a_1$ | $a_{15} = -43$ | $2a_{14} = -108$ | $-34$ mm |
| 0 | 115 | $115 + 2a_{15} - a_{14} - a_{16} = 113$ | $a_{16} = +450 + 16a_1$ | $a_{16} = -30$ | $2a_{15} = -86$ | $-12$ mm |
| 0 | 112 | $112 + 2a_{16} - a_{15} - a_{17} = 113$ | $a_{17} = +492 + 17a_1$ | $a_{17} = -18$ | $2a_{16} = -60$ | $+14$ mm |
| 0 | 78 | $78 + 2a_{17} - a_{16} - a_{18} = 113$ | $a_{18} = +499 + 18a_1$ | $a_{18} = -41$ | $2a_{17} = -36$ | $+38$ mm |
| 0 | 135 | $135 + 2a_{18} - a_{17} - a_{19} = 113$ | $a_{19} = +528 + 19a_1$ | $a_{19} = -42$ | $2a_{18} = -82$ | $-8$ mm |
| 0 | 153 | $153 + 2a_{19} - a_{18} - a_{20} = 113$ | $a_{20} = +597 + 20a_1$ | $a_{20} = -3$ | $2a_{19} = -84$ | $-10$ mm |
| 0 | 96 | $96 + 2a_{20} - a_{19} - a_{21} = 113$ | $a_{21} = +649 + 21a_1$ | $a_{21} = +19$ | $2a_{20} = -6$ | $+68$ mm |
| 0 | 101 | $101 + 2a_{21} - a_{20} - a_{22} = 113$ | $a_{22} = +689 + 22a_1$ | $a_{22} = +29$ | $2a_{21} = +38$ | $+112$ mm |
| 0 | 104 | $104 + 2a_{22} - a_{21} - a_{23} = 115$ | $a_{23} = +718 + 23a_1$ | $a_{23} = +28$ | $2a_{22} = +58$ | $+132$ mm |
| 0 | 87 | $87 + 2a_{23} - a_{22} = 114$ | $24a_1 = -720$ | $a_1 = -30$ | $2a_{23} = +56$ | $+130$ mm |
| 0 | 18 | | | | | |
| 0 | 11 | | | | | |
| 0 | 5 | | | | | |
| 0 | 9 | | | | | |
| 0 | 0 | | | | | |

Summierung der 23 Gleichungen ergibt

$$2604 + a_1 + a_{23} = 2602$$
$$a_1 + a_{23} = -2$$

Kontrolle:

$$a_1 + a_{23} = -30 + 28 = -2.$$

$$\Sigma_{20}^{240} h = 2604 \text{ mm}$$

$$\frac{\Sigma_{20}^{240} h}{n} = \frac{2604}{23} = 113.2 \text{ mm}$$

$$\text{Halbmesser } \frac{10\text{ m} \times 10\text{ m}}{2 \times 0{,}1132\text{ m}} = 442\text{ m} \sim 440\text{ m}.$$

abweicht, müssen die zu stark gekrümmten Bogenteile nnen, die zu flach gekrümmten aber nach außen gerückt ı; man soll damit fortfahren, bis die erforderliche keit der Krümmung erreicht ist.

as versteht man aber unter der „erforderlichen Stetig-

ir nehmen an, daß die theoretische Genauigkeit der he eines Gleisbogens, nach der vorher angeführten de gemessen, p mm ist. Man findet dann den Halb- R des Bogens durch die Formel

$$R = \frac{10\text{ m} \cdot 10\text{ m}}{2\,\frac{p\text{ mm}}{1000\text{ mm}}} = \frac{50\,000}{p}\text{ m}.$$

Wenn jetzt die Pfeilhöhen um 5 mm nach beiden Seiten von p abweichen dürfen, also von $p - 5$ mm zu $p + 5$ mm, verändert sich der Halbmesser von $\frac{50000}{p-5}$ auf $\frac{50000}{p+5}$.

Durch Einführung verschiedener Werte für den theoretischen Bogenhalbmesser wollen wir jetzt die entsprechenden Grenzwerte des Halbmessers untersuchen sowie die ent-

sprechenden Abweichungen in v. H. des theoretischen Halbmessers. Man hat dann:

| Kleinstwerte p — 5 mm | Theoretische Pfeilhöhe p | Größtwerte p + 5 mm |
|---|---|---|
| 120 | 125 | 130 |
| 95 | 100 | 105 |
| 45 | 50 | 55 |
| 20 | 25 | 30 |
| 5 | 10 | 15 |

Die entsprechenden Halbmesser werden:

| Größtwerte des Halbmessers in m R | Abweichung von dem theoretischen Halbmesser in v. H. | Theoretischer Halbmesser | Kleinstwerte des Halbmessers in m R | Abweichung von dem theoretischen Halbmesser in v. H. |
|---|---|---|---|---|
| 417 | 4 | 400 | 385 | 4 |
| 526 | 5 | 500 | 476 | 5 |
| 1111 | 11 | 1000 | 909 | 9 |
| 2500 | 25 | 2000 | 1667 | 17 |
| 10000 | 100 | 5000 | 3333 | 33 |

Durch Vergleich dieser Werte des R mit den entsprech den Überhöhungen in den „Oberbauvorschriften" Anlage S. 53 ersieht man, daß sich die Überhöhungen im groß ganzen innerhalb der nach den Vorschriften erlaubten beweg

Wenn man der Ansicht Raum gibt, daß die Abweichung der Pfeilhöhen für Halbmesser größer als 2000 m zu bedeute werden, kann man ohne weiteres die Abweichungen so grenzen, daß die Werte der Pfeilhöhen nur zwischen p − und p + 4 liegen sollen.

Unter Anlehnung an das vorhin angeführte Beispiel jetzt gezeigt werden, wie man die oben angeführten Reg anwendet.

Die theoretische Pfeilhöhe war 113 mm, und die Berechnu der Seitenbewegungen hört auf, wenn die Pfeilhöhen zwisch 118 mm und 108 mm fallen.

Die schrägstehenden fett gedruckten Zahlen geben Seitenverschiebungen an den entsprechenden Punkten (s. Zahlentafel c).

Auf diese Weise kann man einen Bogen schnell berichtig Ergeben sich in einzelnen Abschnitten des Bogens Schwier keiten, so schneidet man einen so großen Abschnitt aus i heraus, daß das Mittel der Pfeilhöhen in der Mitte der th retischen Pfeilhöhe liegt (zwischen p − 5 und p + 5 m aus den entwickelten Gleichungen findet man die Seit verschiebungen.

Zahlentafel c.

| Meßpunkte | Pfeilhöhe mm | | Seitenverschiebunge mm |
|---|---|---|---|
| 10 | 91 | 91 + 30 = 121 − 3 = 118 | 0 |
| 20 | 158 | 158 − ***60*** = 98 + 20 = 118 + ***6*** = 124 − 6 = 118 | − 54 |
| 30 | 113 | 113 + 30 = 143 − ***40*** = 103 − 3 = 100 + 15 = 115 + ***12*** = 127 − 9 = 118 | − 28 |
| 40 | 113 | 113 + 20 = 133 + 15 = 148 − ***30*** = 118 − 6 = 112 + ***18*** = 130 − 12 = 118 | − 12 |
| 50 | 125 | 125 + 20 = 145 − ***30*** = 115 + 15 = 130 − 9 = 121 + ***24*** = 145 − 27 = 118 | − 6 |
| 60 | 141 | 141 − ***40*** = 101 + 15 = 116 − 12 = 104 + ***54*** = 158 − 40 = 118 | + 14 |
| 70 | 103 | 103 + 20 = 123 − 27 = 96 + ***80*** = 176 − 58 = 118 | + 80 |
| 80 | 88 | 88 − 40 = 48 + ***116*** = 164 − 46 = 118 | + 116 |
| 90 | 107 | 107 − 58 = 49 + ***92*** = 141 − 23 = 118 | + 92 |
| 100 | 118 | 118 − 46 = 72 + ***46*** = 118 | + 46 |
| 110 | 94 | 94 − 23 = 71 + 37 = 108 | 0 |
| 120 | 146 | 146 − ***74*** = 72 + 36 = 108 | − 74 |
| 130 | 114 | 114 + 37 = 151 − ***72*** = 79 + 29 = 108 | − 72 |
| 140 | 112 | 112 + 36 = 148 − ***58*** = 90 + 18 = 108 | − 58 |
| 150 | 115 | 115 + 29 = 144 − ***36*** = 108 | − 36 |
| 160 | 112 | 112 + 18 = 130 − 12 = 118 | 0 |
| 170 | 78 | 78 + 15 = 93 + ***24*** = 117 | + 24 |
| 180 | 135 | 135 + 25 = 160 − ***30*** = 130 − 12 = 118 | − 30 |
| 190 | 153 | 153 − ***50*** = 103 + 15 = 118 | − 50 |
| 200 | 96 | 96 + 25 = 121 − 3 = 118 − 10 = 108 | 0 |
| 210 | 101 | 101 + ***6*** = 107 + ***20*** = 127 − 19 = 108 | + 26 |
| 220 | 104 | 104 − 3 = 101 − 10 = 91 + ***38*** = 129 − 21 = 108 | + 38 |
| 230 | 87 | 87 − 19 = 68 + ***42*** = 110 | + 42 |

463 m > R = 442 m > 424 m

Man muß bei der Berechnung der Seitenverschiebungen f achten, daß diese in praktischen Grenzen bleiben, t das Gleis nicht etwa in den Graben gerät oder aber n Gegenständen zu nahe kommt.

Sollte dies einmal der Fall sein, so muß man den Bogen bschnitte mit verschiedenen Halbmessern teilen, das also, einen Korbbogen einlegen.

Wenden wir uns jetzt dem Falle zu, daß der Kreis in den n Enden mit Übergangsbogen versehen werden soll.

Das Verfahren dafür ist folgendes: Zuerst findet man die naten des Gleisbogens an dem geradlinigen Gleis, das ie Tangente des Bogens betrachtet wird, vermittels der ssenen und der gefundenen Pfeilhöhen.

Bei Bogen mit so großen Halbmessern, wie sie hier voraus- zt werden, sind die Ordinaten gleich den Evolventen.

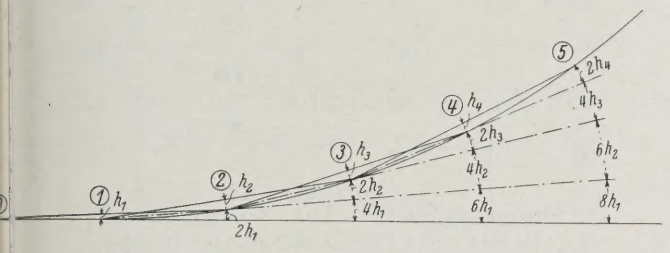



Abb. 3.

Aus Abb. 3 geht hervor, wie man die Ordinaten durch die höhen ausgedrückt findet, indem z. B. die Ordinate zum te 5 gleich $2h_4 + 4h_3 + 6h_2 + 8h_1$ ist.

Man sieht, daß $\Sigma\Sigma h$ gleich der Hälfte der Evolventen ist, aber gleich der Hälfte der Ordinaten vor den bezüglichen unkten (s. Zahlentafel d).

Zahlentafel d.

| Teilmonen h | $\Sigma h$ | $\Sigma\Sigma h$ |
|---|---|---|
| 0 | 0 | |
| $h_1$ | $0+h_1$ | $0=\frac{1}{2}E_1$ |
| $h_2$ | $0+h_1+h_2$ | $0+h_1=\frac{1}{2}E_2$ |
| $h_3$ | $0+h_1+h_2+h_3$ | $0+2h_1+h_2=\frac{1}{2}E_3$ |
| $h_4$ | $0+h_1+h_2+h_3+h_4$ | $0+3h_1+2h_2+h_3=\frac{1}{2}E_4$ |
| $h_5$ | | $0+4h_1+3h_2+2h_3+h_4=\frac{1}{2}E_5$ |

Wir nehmen an, daß man auf diese Weise die Ordinaten $y_1$ $y_2$ zu den zwei Meßpunkten $P_1$ und $P_2$ gefunden hat; eichen nehmen wir vorläufig an, daß der Gleisbogen diese zwei Punkte mit dem Halbmesser R das gradlinige tangiert (s. Abb. 4).

Man bekommt jetzt:

$$y_2 - y_1 = a \quad \text{(I) und}$$

$$t_2 - t_1 = \sqrt{2R}\,(\sqrt{y_2} - \sqrt{y_1}) = b \quad \text{(II)}.$$

Man findet aus diesen zwei Gleichungen

$$y_1 = \frac{(2aR - b^2)^2}{8b^2R} \quad \text{und} \quad y_2 = \frac{(2aR + b^2)^2}{8b^2R}.$$

der Unterschied zwischen den zwei Ordinaten und b ist ogenlänge zwischen zwei Teilpunkten.

Ergibt sich keine Berührung mit dem gradlinigen Gleise, igt sich dies dadurch, daß wenn auch der Unterschied hen den in Beziehung zu dem rechtlinigen Gleis gefundenen Ordinaten $u_2$ und $u_1$ (für zwei Teilpunkte des Kreises) gleich a ist, doch $u_1 - y_1 = u_2 - y_2 = \pm v$ wird.

Die Größe v kann hiernach gefunden werden. Wenn v das Vorzeichen + hat, liegt das gradlinige Gleis außer des Kreises; wenn v negativ ist, schneidet das gradlinige Gleis den Kreis.

Im ersten Falle gestaltet sich das Lageverhältnis wie auf untenstehender Abb. 5 gezeigt.

Man findet zuerst die Lage von T (des Tangentenpunktes) aus der Gleichung

$$t_1 = \sqrt{2Ry_1}, \quad \text{wo } y_1 = u - v.$$

Nennen wir den Halbmesser des Kreises R, so muß man, um den Anschluß an das gradlinige Gleis zu schaffen, ein Stück Kreisbogen AB mit einem Halbmesser $R_1$ einschalten,

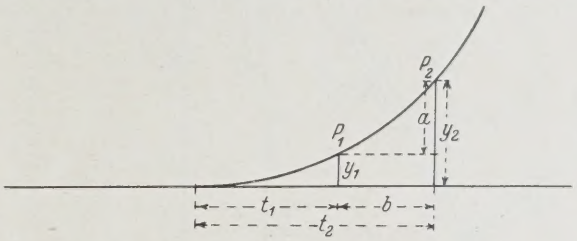



Abb. 4.

der größer ist als R; ferner muß man einen Übergangsbogen BC von der Länge l in Verbindung mit dem Kreise vom Halbmesser $R_1$ einlegen. Bei der Einschaltung dieses Kreises ergibt sich in bezug auf das gradlinige Gleis der Abstand f.

Man hat nun zunächst nach Abb. 5:

$$z = \sqrt{(R_1 - R)^2 - (R_1 - R + f - v)^2}.$$

$$z = \sqrt{2(R_1 - R)(v - f) - (f - v)^2}.$$

$$\frac{x_1}{z} = \frac{R}{R_1 - R} \quad \text{oder}$$

$$x_1 = \frac{R}{R_1 - R} \cdot \sqrt{2(R_1 - R)(v - f) - (f - v)^2}.$$

$$y_1 = \frac{x_1^2}{2R} + v = \frac{R[2(R_1 - R)(v - f) - (f - v)^2]}{2(R_1 - R)^2} + v.$$

$$y_2 = \frac{l^2}{6R_1}.$$

$$x = \frac{R_1}{R_1 - R} \cdot \sqrt{2(R_1 - R)(v - f) - (f - v)^2}.$$

$$x_2 = x - \frac{l}{2} = \frac{R_1}{R_1 - R}\sqrt{2(R_1 - R)(v - f) - (f - v)^2} - \frac{l}{2}.$$

In dem Falle, daß f größer wird als v, muß man einen Kreisbogen mit Halbmesser r einschalten, wobei r kleiner ist als der Halbmesser des Hauptkreisbogens $R_1$, und das Lageverhältnis wird dann so wie in Abb. 6 dargestellt.

$$z = \sqrt{(R - r)^2 - (R - r + v - f)^2} = \sqrt{2(R - r)(f - v) - (v - f)^2}.$$

$$x = \frac{r}{R - r} \cdot z = \frac{r}{R - r}\sqrt{2(R - r)(f - v) - (v - f)^2}.$$

$$x_1 = \frac{R}{R - r} \cdot z = \frac{R}{R - r}\sqrt{2(R - r)(f - v) - (v - f)^2}.$$

$$y_1 = \frac{x_1^2}{2R} + v = \frac{R[2(R - r)(f - v) - (v - f)^2]}{2(R - r)^2} + v.$$

$$y_2 = \frac{l^2}{6r}.$$

$$x_2 = x - \frac{l}{2} = \frac{r}{R - r}\sqrt{2(R - r)(f - v) - (v - f)^2} - \frac{l}{2}.$$

Im zweiten Hauptfalle, wo das gradlinige Gleis den Kreis schneidet, werden die Lagebeziehungen in Abb. 7 dargestellt.

In diesem Falle muß man ein Stück Kreisbogen AB mit einem Halbmesser r einschalten, der kleiner ist als der Halbmesser R des berichtigten Kreises.

Zuerst bestimmt man den Tangentenpunkt T durch die Gleichung

$t_1 = \sqrt{2 R y_1}$, wo $y_1 = u + v$.

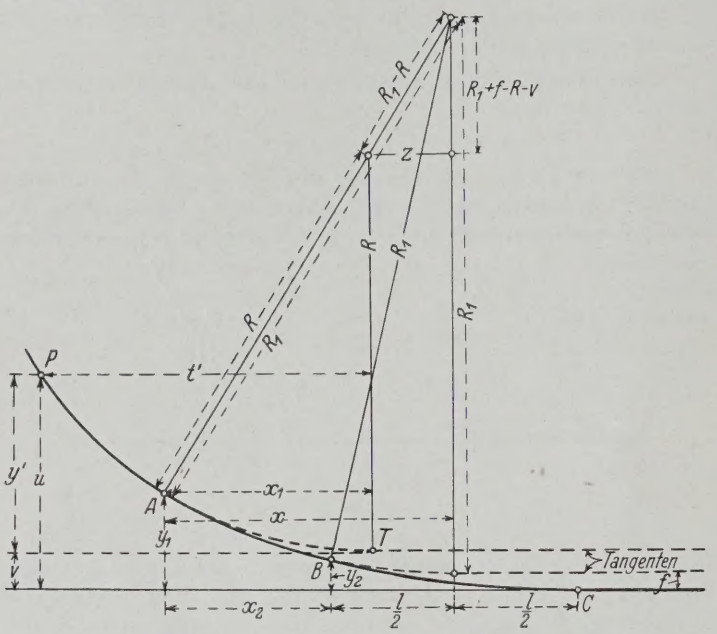



Abb. 5.

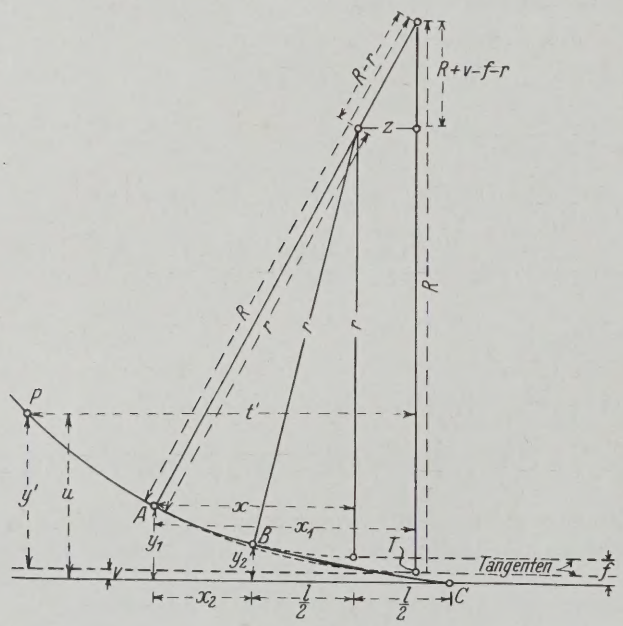



Abb. 6.

Man hat jetzt

$$z = \sqrt{(R-r)^2 - (R-r-v-f)^2} = \sqrt{2(R-r)(v+f) - (v+f)^2}.$$

$$x_1 = \frac{R}{R-r} z = \frac{R}{R-r} \sqrt{2(R-r)(v+f) - (v+f)^2}.$$

$$x = \frac{r}{R-r} \sqrt{2(R-r)(v+f) - (v+f)^2}.$$

$$y_1 = \frac{x_1^2}{2R} - v = \frac{R}{2(R-r)^2} [2(R-r)(v+f) - (v+f)^2] - v.$$

$$y_2 = \frac{l^2}{6r}.$$

$$x_2 = x - \frac{l}{2} = \frac{r}{R-r} \sqrt{2(R-r)(v+f) - (v+f)^2} - \frac{l}{2}.$$

Wir kehren nun zu dem Zahlenbeispiel zurück, um zeigen, wie man die angeführten Regeln bei der Ausübu anwendet.

Man hat an dem einen Ende des Gleisbogens Pfeilhö usw. nach Zahlentafel e.

Zahlentafel e.

| Meßpunkte | Ursprüngliche Pfeilhöhen h in mm | Σh in mm | ΣΣh in mm |
|---|---|---|---|
| 0 | 0 | | |
| | | 0 | |
| 10 | 35 | | $0 = \frac{1}{2} E_{1}$ |
| | | 35 | |
| 20 | 91 | | $35 = \frac{1}{2} E_{2}$ |
| | | 126 | |
| 30 | 158 | | $161 = \frac{1}{2} E_{3}$ |
| | | 284 | |
| 40 | 113 | | $445 = \frac{1}{2} E_{4}$ |
| | | 397 | |
| 50 | 113 | | $842 = \frac{1}{2} E_{5}$ |

Die Ordinaten sind in Abb. 8 eingezeichnet.

$u_{40} - u_{30} = 0{,}994 - 0{,}412 = 0{,}582\,\text{m} = a$; $b = 10\,\text{m}$.

$$y_{30} = \frac{(2aR - b^2)^2}{8b^2R} = \frac{(2 \cdot 0{,}582 \cdot 442 - 10^2)^2}{8 \cdot 10^2 \cdot 442} = \frac{(514{,}488 - 10}{353600}$$

$$y_{30} = \frac{414{,}488^2}{353600} = \frac{171800{,}302}{353600} = 0{,}486\,\text{m}.$$

$$y_{40} = \frac{(2aR + b^2)^2}{8b^2R} = \frac{614{,}486^2}{353600} = \frac{375137{,}550}{353600} = 1{,}061\,\text{m}.$$

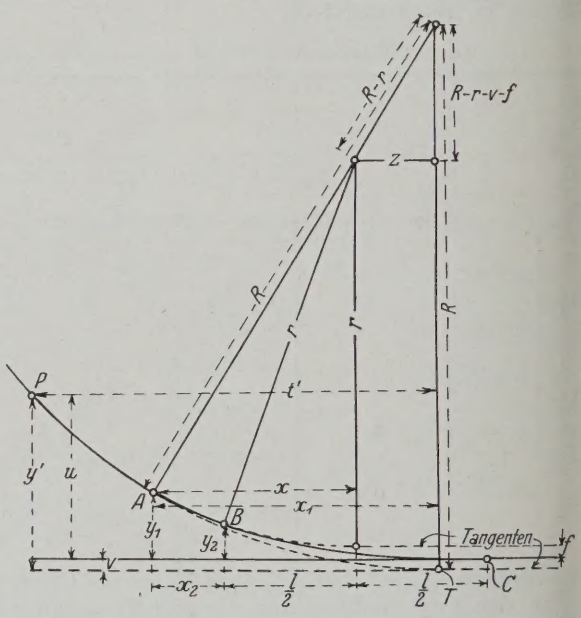



Abb. 7.

Kontrolle: $y_{40} - y_{30} = 1{,}061 - 0{,}486 = 0{,}575\,\text{m}$.

Der kleine Unterschied zwischen dieser Differenz u der Größe a rührt davon her, daß b zu 10 m gesetzt ist, v nicht scharf zutrifft. Der Unterschied ist aber ohne Bedeutu

Die Größe $v = -1{,}061 + 0{,}994 = -0{,}067\,\text{m}$.

Die Tangentenlänge

$$t_1 = \sqrt{2 \cdot 442 \cdot 1{,}061} = \sqrt{937{,}9240} = 30{,}63\,\text{m}.$$

Der Tangentenpunkt liegt also vor dem Meßpunkt **9**,

Man muß also den zweiten Fall benutzen. Ist die fa planmäßige Höchstgeschwindigkeit 60 km/h, so entspricht d gemäß den Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbah Gesellschaft vom 1. Januar 1928 eine Überhöhung von 65 m

= 442 m. Da die Überhöhung gewöhnlich von + 5 mm
– 10 mm von dem vorgeschriebenen Maße abweichen
wird man ein Stück Kreis mit Halbmesser r = 380 mm
halten können, weil die Überhöhung für dieselbe Zug-
windigkeit 75 mm sein soll. Wenn man für diesen Kreis
m Überhöhung wählt, ist man somit von den vorge-
ebenen Regeln nicht abgewichen.

In der Gleichung $f = \frac{l^2}{24\,r}$ ist l die Länge des Übergangs-
ns. Diese setzt man 600mal der Überhöhung, also zu
65 mm = 40 m an.

Hierzu gehört

$$\frac{40^2}{24 \cdot 380} = 0{,}175 \text{ m}.$$

Weiter wird

$$\sqrt{2(R-r)(v+f)-(v+f)^2}.$$

$$\sqrt{2(442-380)\,(0{,}067+0{,}175)-(0{,}067+0{,}175)^2}.$$

$$\sqrt{30{,}008-0{,}0586} = \sqrt{29{,}9494} = 5{,}473 \text{ m}.$$

$$\frac{R}{R-r} \cdot z = \frac{442}{62} \cdot 5{,}473 = 39{,}02 \text{ m}.$$

$$\frac{r}{R-r} \cdot z = \frac{380}{62} \cdot 5{,}473 = \frac{1039{,}87}{31} = 33{,}54 \text{ m}.$$

$$\frac{x_1^2}{2R} - v = \frac{39{,}02^2}{2 \cdot 442} - 0{,}067 = \frac{1522{,}5604}{884} - 0{,}067.$$

$$1{,}722 - 0{,}067 = 1{,}655 \text{ m}.$$

$$\frac{l^2}{6r} = \frac{40^2}{6 \cdot 380} = 0{,}702 \text{ m}.$$

$$x - \frac{l}{2} = 33{,}54 - 20{,}00 = 13{,}54 \text{ m}.$$

Mit diesen Größen ist man imstande, alle nötigen Punkte
elde festzustellen.

Um die Punkte des Übergangsbogens (Parabel von drittem
a nebst den Bogenpunkten des Kreises von r = 380 m
n er Verlängerung des gradlinigen Gleises aus befriedigend
st ken zu können, ist es notwendig, daß man eine Schnur
Abszisse ausspannt, von der aus man die Ordinaten abträgt.
Am andern Ende des Gleisbogens hat man die Pfeilhöhen
w nach Zahlentafel f:

Zahlentafel f.

| Meßpunkte | Pfeilhöhen in mm | Σ h in mm | Σ Σ h in mm |
|---|---|---|---|
| 290 | 0 | | |
| | | 0 | |
| 280 | 9 | | $0 = \frac{1}{2} E_{280}$ |
| | | 9 | |
| 270 | 5 | | $9 = \frac{1}{2} E_{270}$ |
| | | 14 | |
| 260 | 11 | | $23 = \frac{1}{2} E_{260}$ |
| | | 25 | |
| 250 | 18 | | $48 = \frac{1}{2} E_{250}$ |
| | | 43 | |
| 240 | 86 | | $91 = \frac{1}{2} E_{240}$ |
| | | 129 | |
| 230 | 102 | | $220 = \frac{1}{2} E_{230}$ |
| | | 231 | |
| 220 | 101 | | $451 = \frac{1}{2} E_{220}$ |
| | | 332 | |
| 210 | 96 | | $783 = \frac{1}{2} E_{210}$ |
| | | 428 | |

Die Ordinaten sind in Abb. 9 eingezeichnet.

Man hat:

$u_{230} - u_{240} = 0{,}308 - 0{,}052 = 0{,}256 = a.$

$b = 10$ m.

$$y_{230} = \frac{(2aR - b^2)^2}{8b^2R} = \frac{(2 \cdot 0{,}256 \cdot 442 - 10^2)^2}{8 \cdot 10^2 \cdot 442}.$$

$$y_{230} = \frac{(226{,}304 - 100)^2}{353\,600} = \frac{15\,952{,}700\,416}{353\,600} = 0{,}045 \text{ m}.$$

$$y_{240} = \frac{(2aR + b^2)^2}{8b^2R} = \frac{326{,}304^2}{353\,600} = \frac{106\,474{,}300\,416}{353\,600} = 0{,}301 \text{ m}.$$

Kontrolle: $y_{240} - y_{230} = 0{,}301 - 0{,}045 = 0{,}256$ m.

$u_{240} - y_{240} = 0{,}052 - 0{,}045 = 0{,}007$ m = v.

$u_{230} - y_{230} = 0{,}308 - 0{,}301 = 0{,}007$ m = v.

Es ist also sehr nahe Berührung zwischen dem Kreise und dem gradlinigen Gleise, indem v = 0 gesetzt wird.

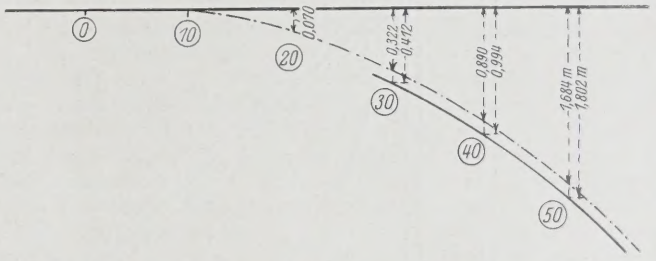



Abb. 8.

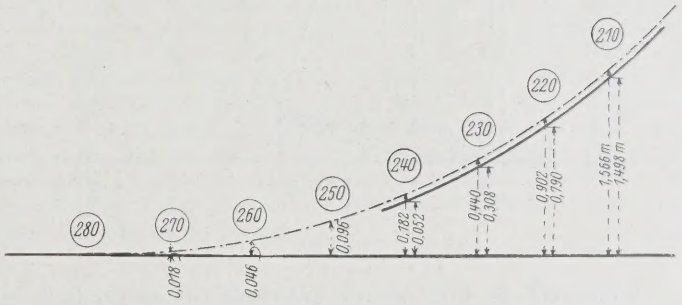



Abb. 9.

Die Tangentenlänge $t_{230} = \sqrt{2 \cdot 442 \cdot 0{,}301} = \sqrt{266{,}084}$

$t_{230} = 16{,}312$ m.

Die Tangentenlänge $t_{240} = \sqrt{2 \cdot 442 \cdot 0{,}045} = \sqrt{39{,}780}$

$t_{240} = 6{,}308$ m.

Man wird hier die im zweiten Falle gefundenen Formeln benutzen können, wenn man in diesen nur v = 0 einstellt, wodurch man bekommt

$$z = \sqrt{(R-r)^2 - (R-r-f)^2}$$

oder

$$z = \sqrt{2(R-r)f - f^2},$$

und

$$x = \frac{r}{R-r} \cdot z = \frac{r}{R-r} \sqrt{2(R-r)f - f^2},$$

und

$$x_2 = x - \frac{l}{2} = \frac{r}{R-r} \sqrt{2(R-r)f - f^2} - \frac{l}{2},$$

sowie

$$x_1 = \frac{R}{R-r} \cdot z = \frac{R}{R-r} \sqrt{2(R-r)f - f^2}.$$

Weiter bekommt man

$$y_1 = \frac{x_1^2}{2R} = \frac{R}{2(R-r)^2} [2(R-r)f - f^2] = \frac{[2(R-r)f - f^2]R}{2(R-r)^2}.$$

Diese Größe kann man, da $f^2$ in Vergleich mit den anderen Größen klein ist, in einfacherer Form schreiben, und zwar

$$y_1 = \frac{fR}{R-r}.$$

Weiter hat man

$$y_2 = \frac{l^2}{6\,r},$$

$$t_1 = \sqrt{2\,R y_1} = \sqrt{2\,R^2 - \frac{2\,R^2(R-r-f)}{R-r}} =$$

$$R\sqrt{\frac{2(R-r)-2(R-r-f)}{R-r}},$$

$$t_1 = R\sqrt{\frac{2\,f}{R-r}}.$$

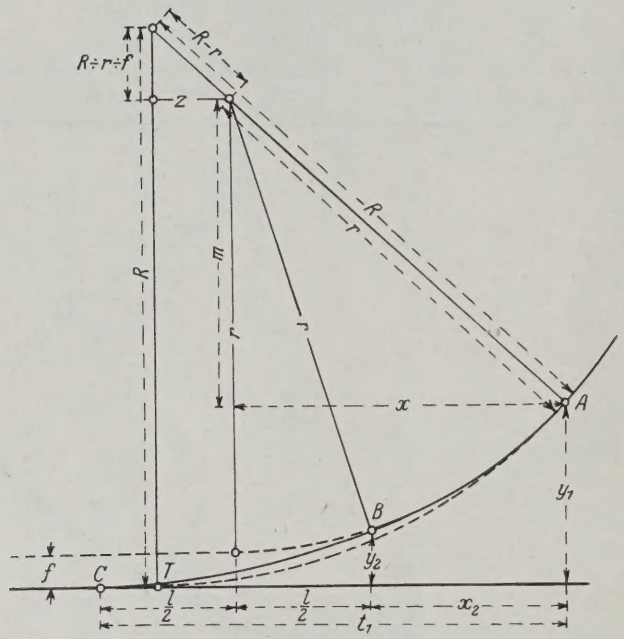



Abb. 10.

Wenn $v = f$, wird $z = v$, und hieraus folgt, daß das Übergangsstück AB in den Hauptkreis eingeht.

Die Übergangsbogen an sich geben keinen Anlaß, sich mit ihnen zu beschäftigen, da z. B. die Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft gute Erläuterungen dafür geben.

Als Richtpunkte für die Lage der Gleisbogen benutzt man Gleisfestpunkte aus alten Schienen, die in der Regel in solche Tiefe hinabgetrieben werden können, daß das obere Ende des Schienenpfahles in gleiche Höhe mit der Oberkante der Innenschiene gelangt.

Eine Kerbe auf dem Kopfe des Pfahles gibt den genau Abstand von Gleismitte zur Kerbe an.

Dieser Abstand muß gewöhnlich 2 m betragen.

Schließlich solle man die Richtigkeit der gegenseitig Lage der Gleisfestpunkte nachprüfen. Dies geschieht, ind man die Pfeilhöhe für jeden Festpunkt in Verhältnis zu Nachbarpunkten mißt; etwaige kleine Fehler berichtigt m ohne Schwierigkeit. Was den Übergangsbogen betrifft, fin man die Pfeilhöhen im Verhältnis zu f mittels untenstehen Abb. 11, der man entnimmt, daß die Pfeilhöhe

vor dem Viertelpunkt des Übergangsbogens 0,19 f
vor dem Mittelpunkt des Übergangsbogens 0,38 f
vor dem Dreiviertelpunkt des Übergangsbogens 0,56 f

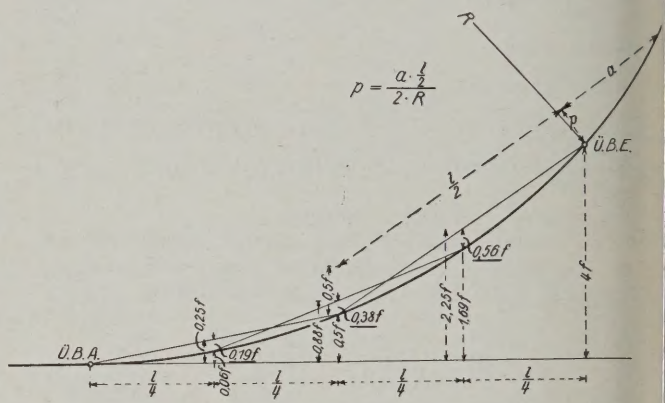



Abb. 11.

Die Pfeilhöhe vor dem Punkte zwischen dem Übergan bogen und dem Kreise findet man, indem man die Sch von dem Nachbarpunkte im Kreise bis zu einem Pun ausspannt, der vor der Mitte des Übergangsbogens und Abstande 0,5 f von dieser in der Richtung gegen die M des Kreises gelegen ist.

Als Bogentafeln benutzt man mit Vorteil runde Plat 3,5 mm dick, auf denen die nötige Inschrift in Reliefart gebracht ist, und auf denen die örtlich geltenden Zahlen erhöhten Feldern mit stählernen Zahlenstempeln eingeschla werden können. Die Tafeln werden deshalb aus einer Legier hergestellt, z. B. aus 92 % Aluminium, 6 % Kupfer und Zink, was zum Einstempeln der Zahlen wohlgeeignet

Die Tafeln befestigt man mit Messingbolzen an geteer Eisenplatten, die ihrerseits an geteerten Winkeleisen f gemacht werden. Solche Tafeln sind sowohl dauerhaft auch nach ihrem Aussehen ansprechend.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Eine bemerkenswerte Brückengründung.

Bei den Bauarbeiten für die Stichbahn, die vom Bahnhof Jungfernheide der Berliner Ringbahn nach den Siemenswerken führt, wurde eine äußerst schwierige Gründung eines Brückenwiderlagers ausgeführt. Sie verdient besondere Beachtung, weil in unserer Zeit, in der der Streckenneubau gegenüber der Fortentwicklung der großen Verkehrsknotenpunkte zurücktritt, Arbeiten der genannten Art die hauptsächlichen Aufgaben des Ingenieurs bilden.

Das äußere bei Erbauung der Stichbahn nach Norden verlegte Gleis der Ringbahn überkreuzt zur Ermöglichung des Richtungsbetriebes im Bahnhof Jungfernheide die beiden Gleise der Stichbahn auf einer 60 m langen Fachwerkbrücke unter einem Winkel von nur 14°. Die Bodenverhältnisse waren sehr ungünstig: bereits 1,9 m unter dem Gelände beginnt in verschiedenen Sandschichten das Grundwasser, das nebenbei betonangreifende Eigenschaften besitzt, während der tragfähige Baugrund erst 8, unter Geländeoberfläche ansteht. Zudem kommt das W widerlager auf die bisherige Bahnböschung zu stehen, die am obe Rand 9 m über und am unteren Rand in einem Einschnitt 1, unter Gelände liegt. Eine weitere Schwierigkeit ergab sich dar daß das Westwiderlager unmittelbar an den Ringbahngleisen auf denen zeitweise Fünf-Minutenbetrieb bestand.

Auf Grund verschiedener Vergleichsentwürfe entschloß r sich zunächst das Widerlager unter Grundwasserabsenkung Brunnengründung mit offenem Senkkasten auszuführen. Es kon damit die Herstellung einer offenen tiefen Baugrube unmittel neben den Gleisen vermieden werden. Außerdem ergab sich du das gleichzeitige Ausheben der Baugrube und Aufmauern Widerlagers eine Bauzeitersparnis von rund 50 %, wodurch auch eine wesentlich kürzere Dauer der Behelfs- und Vorsic maßnahmen zur Sicherung des Betriebes auf der Ringb erzielen ließ.

Um das Verfahren an Ort und Stelle zu erproben, sollte hst unter einfacheren Verhältnissen das Ostwiderlager in er Weise ausgeführt werden. Es zeigte sich dabei, daß die runnen wegen einer Geröllschichte nur schwer abgeteuft n konnten. Man ging daher zu einer regelrechten Druckluftlung über.

Der Bauvorgang gestaltete sich wie folgt:

Zunächst wurde am bestehenden Damm der Ringbahn eine schüttung bis zur Höhe der Dammkrone vorgenommen, die nterlage zur Herstellung des Senkkastens diente. Die Massen wurden in der $2^1/_2$stündigen nächtlichen Betriebspause auf ingbahn beigefahren und tagsüber in Schichten von 20 bis Dicke eingewalzt. Der ursprünglich vorgesehene Spülb ließ sich mit dem verwendeten Material nicht durchführen. zeitig wurde das zunächst liegende Ringbahngleis mittels Hilfsbrücke von $2 \times 10$ m Stützweite abgefangen, deren Auf- auf Eisenbetonpfählen 16,5 m tief unter Planie gegründet . Am anderen Gleis glaubte man etwa eintretende kleine ngen durch tägliches Nachstopfen ausgleichen zu können. Senkkasten wurde zum Ausgleich der nach dem Beispiel stwiderlagers aus den verschieden großen Erddrücken zu tenden Verschiebungen noch um 20 cm weiter gegen das ahngleis zu aufgestellt, als es dem Grundriß entsprach. ch verringerte sich der Abstand von der Achse dieses Gleises 15 m, so daß die wegen des betonangreifenden Grundwassers Klinkerverkleidung auf dieser Seite einen Stein stark ausrt werden mußte um als Schalung dienen zu können. Auch nstige Baustelleneinrichtung war den beschränkten Platztnissen angepaßt, entsprach aber sonst der üblichen Anng. Als größte Absenktiefe in 24 Stunden wurden 1,8 m t.

(Bautechnik 1930, Heft 4 u. 6.) Sp.

### ndung der elektrischen Schweißung im Brückenbau.

Die elektrische Lichtbogenschweißung hat nun auch in a bei der Herstellung und Verstärkung von Straßen- wie ahnbrücken Eingang gefunden, nachdem sie schon länger erika hierzu verwendet worden war.

In einem Falle handelt es sich um die Verstärkung einer zweien Brücke der London und Nordost-Eisenbahn (Railway eer 1929, Heft 1 bzw. im Auszug: Der Stahlbau, 1929, 22 u. 26) von etwa 4 m Stützweite, an der man, nachdem ende Vorversuche sehr günstig ausgefallen waren, das neue ren praktisch erprobte. Es wurden zunächst in die erste egende Gurtplatte, deren Dicke größer war als die Höhe der pfe, an denjenigen Punkten, wo auf den vorhandenen ngen die Niete saßen, Löcher von 38 mm Durchmesser t und die Platte satt aufgelegt. Durch diese Löcher hindurch n der ganzen Längsseite wurde die Platte mit der alten latte verschweißt. Die Längsnaht wurde in einer Rille acht, die durch die verschiedene Breite der Platten entstand. ese erste Platte wurde eine zweite geschweißt, die wiederum fachen Anbringung der Schweißnaht etwas schmäler war vorhergehende. Auch diese Platte erhielt einige Löcher, die sie auch in der Mitte mit der unteren verschweißt wurde. ntergurt erhielt bei den Mittelträgern ebenfalls zwei, bei den rägern nur eine neue Gurtplatte. Daraus geht hervor, daß lochten Platten nicht etwa als Futterbleche, sondern als de Teile angesehen wurden. Die Untergurtplatten wurden nten zu breiter genommen, damit das Überkopfschweißen den wurde.

Zur Erzielung einer größeren Scherfestigkeit wurden auch ie Gurtwinkel mit dem Steg und der innersten Gurtplatte verschweißt. Die Festigkeitszunahme errechnete sich aus den vorher und nachher vorgenommenen Messungen auf 71,5—105,5 %. Bei der Fahrbahntafel ergaben sich anfänglich Schwierigkeiten hinsichtlich der Spannungsverteilung, die aber z. T. durch besonders sorgfältige Arbeit vermieden werden konnte.

Ein Beispiel einer vollständigen Schweißung einer Eisenbahnbrücke ist die Brücke in der Werkbahn der A.-G. für elektrische Industrie in Weiz in Steiermark, über die in der „Bautechnik" 1930 Heft 6 berichtet ist. Es handelt sich um eine eingleisige Blechträgerbrücke von 8,6 m Stützweite, deren Querschnitt nach den üblichen Konstruktionsgrundsätzen für genietete Brücken gebildet ist. Doch scheint die folgerichtige Durchbildung bei Anwendung der Schweißung sowohl für Fachwerk- wie für Blechträgerbrücken auf andere Querschnittsformen zu führen, worüber z. Z. bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft Versuche im Gange sind.

Auch die Schweizer Bundesbahnen haben eine Versuchsbrücke mit 5,2 m Stützweite und vollwandigen Trägern geschweißt.

Noch weitere Verbreitung hat das Schweißverfahren beim Bau von Straßenbrücken gefunden. So wurde in Leipzig eine Brücke mit 15 m Lichtweite, bestehend aus fünf Differdinger Trägern mit aufgeschweißten Gurtplatten und einbetonierter Fahrbahntafel ausgeführt (Der Stahlbau 1929, Heft 26), ferner eine 37 m lange Fachwerkbrücke bei Leuk in der Schweiz und eine 27 m lange Fachwerkbrücke bei Lowicz in Polen. Über die letztere ist im „Stahlbau" 1929 Heft 26 berichtet. Auch bei dieser Brücke sind die Stabquerschnitte teilweise noch nach den alten Formen gebildet, doch sind die Knotenbleche und beim Obergurt und den Querträgern bereits die Anschlußwinkel weggelassen. Das Zusammenheften der Bleche erfolgte mit eigens entworfenen Spannvorrichtungen, die die Schweißarbeit möglichst wenig behinderten. Die Stabanschlüsse wurden zunächst in der üblichen Weise verdornt; nach Fertigstellung der Schweißung und Entfernung der Dorne wurden die Löcher zugeschweißt. Die Gewichtsersparnis betrug 21,4 % gegenüber einer genieteten Konstruktion, doch wurden die Kosten infolge der neuartigen Ausführung zunächst noch ebenso hoch wie für eine genietete Brücke. Die Belastungsversuche fielen befriedigend aus und ergaben, daß eine bleibende Durchbiegung nicht auftrat. Sp.

### Schienenzerstörungen durch Rost in Tunnels.

Im norwegischen Gravehalstunnel sind an den Schienen bedeutende Rostzerstörungen aufgetreten, eine Erscheinung, die bekanntlich auch anderweitig beobachtet wird. Eine eingeleitete Untersuchung ergab einen Schwefelsäuregehalt des Rostes von 0,8 bis 2,3 v. H. und zwar meist in den trockensten Teilen des Tunnels. Schwefelsäure kann nur entstehen aus dem Rauch der Lokomotiven, der sich zusammen mit dem Dampf an den Wand- und Bodenflächen des Tunnels absetzt und dessen Schwefeloxydgehalt durch den Sauerstoff der Luft in Schwefelsäure verwandelt wird. Frühere Untersuchungen haben ergeben, daß ein geringer Kupfergehalt im Stahl der Verrostung und besonders dem Angriff der Schwefelsäure entgegenwirkt. Eisenteile alter Bauten, die hunderte von Jahren ohne wesentliche Verrostung im Freien gestanden sind, enthalten geringe Kupfermengen, bis zu 0,4 v. H. Man hat in gegebenen Fällen daher auch immer Schienen mit Kupfergehalt verwendet. Für ihre neuen 49 kg-Schienen, die jetzt auf der größtenteils in Holzgalerien eingebauten Hochgebirgsstrecke der norwegischen Bergensbahn verlegt werden, hat die Bahn einen Kupfergehalt von etwa 0,2 v. H. vorgeschrieben und das dürfte wohl überall für Schienen in langen Tunnels mit schlechtem Luftwechsel, wo elektrischer Betrieb nicht eingeführt ist, zur Regel werden. Dr. S.

## Bahnhöfe nebst Ausstattung.

### Grenzbahnhof Canfranc der Pyrenäen-Querbahn Bedous-Jaca.

Unmittelbar hinter dem Somport-Tunnel, in dem die im er 1928 eröffnete Eisenbahn Bedous—Jaca die französisch-he Grenze überschreitet, liegt der Grenz- und Übergabef Canfranc. Er bedeckt eine Fläche von $1200 \times 70$ m, die Verlegung des Aragonflußes und Anschüttung von Felsmassen, meist aus dem Tunnel herrührend, erst für ihn geschaffen werden mußte. Die Flußverlegung machte wegen der Geschiebe, die der Aragonfluß und die anderen, ebenfalls die Baustelle des Bahnhofs kreuzenden Wildbäche mit sich führen, erhebliche Schwierigkeiten. Dies hängt z. T. damit zusammen, daß der spanische Hang der Pyrenäen kahl ist. Er wird nunmehr, auch zum Schutz gegen Lawinen, aufgeforstet. Acht Millionen Bäume, Lärchen, Kiefern und Fichten, werden, immer in Gruppen zu

fünf, angepflanzt. Die Verbauung der Wildwässer erforderte 178000 m³ Mauerwerk und Steinpackung.

Den Mittelpunkt der Anlagen für den Personenverkehr bildet ein 370 m langer Inselbahnsteig, auf dessen Ostseite die französischen Züge, auf dessen Westseite die spanischen an- und abfahren. Wegen des Unterschiedes in der Spurweite zwischen Frankreich und Spanien können keine Züge durchgeführt werden. Die Reisenden brauchen beim Zugwechsel nur den Bahnsteig zu überschreiten. Auf dem Bahnsteig steht das 271 m lange Empfangsgebäude. Es wird durch eine mittlere Halle in zwei Teile geteilt; in der nördlichen Hälfte liegen die französischen Dienst- und Warteräume, sowie die Räume für die französische Zollverwaltung, in der südlichen sind entsprechend die spanischen Räume untergebracht. Das Bahnhofsgebäude enthält überdies ein Hotel mit 32 Betten. Außer dem Hauptgebäude steht auf dem Inselbahnsteig ein 88 m langes Postgebäude und ein 136 m langer Schuppen für den Expreßverkehr.

Der Umladeverkehr für Güter zwischen der französischen und der spanischen Spur spielt sich zwischen zwei 580 m langen überdachten Ladesteigen ab, an denen auf der einen Seite ein Gleis in französischer, auf der anderen ein Gleis in spanischer Spur entlang führt; zwischen beiden liegen zwei Gleise in gemischter Spurweite.

Der Bahnhof Canfranc enthält 26 Gleise. Am Nordende der Bahn- und Ladesteige läuft über sie eine Schiebebühne, auf der sowohl Fahrzeuge der französischen wie solche der spanischen Spur verschoben werden können. Zwischen den französischen Gleisen liegt ein kleiner Wagenschuppen, der über die Schiebebühne zugänglich ist. Ferner ist eine Werkstatt vorhanden. Zwei Buchten dienen zum Umladen von Vieh, und auch Anlagen zum Entseuchen der Viehwagen sind vorgesehen. An den Gleisen beider Spurweiten liegen Güterschuppen für den Ortsverkehr.

Auf spanischer Seite ist ebenfalls ein Wagenschuppen und eine Werkstatt vorgesehen. Hier findet sich auch ein Rundschuppen für zwölf Lokomotiven mit Einrichtungen zur Ausführung kleinerer Instandsetzungsarbeiten. Neben dem Lokomotivschuppen liegt das Übernachtungsgebäude für die spanischen Lokomotivmannschaften.

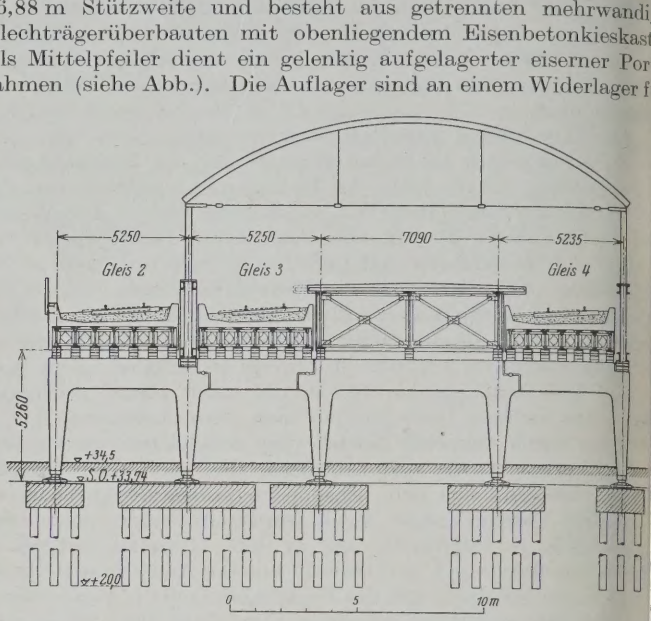
Auf spanischer Seite schließen an den Bahnhof zwei Tunnel an. Durch den einen abwärtsführend, läuft das Hauptgleis nach Jaca, der andere nimmt das Ausziehgleis auf.

Der Bahnhof hat seine eigene Wasserleitung, die aus einer Quelle am Berghang gespeist wird. Vier Wasserkrane versorgen die Lokomotiven mit Wasser, einer auch die französische Dampflokomotive, die den Verschiebedienst versieht, während im übrigen auf französischer Seite elektrische Lokomotiven verwendet werden. Der Betriebsstrom für sie wird in einem Kraftwerk am französischen Hang der Pyrenäen erzeugt, während zur Beleuchtung des Bahnhofs und zu seiner Beleuchtung ein besonderes Kraftwerk vorhanden ist, das seiner Zeit für die Zwecke des Baus geschaffen und nach dessen Beendigung erhalten worden ist. Wernekke.

## Der Umbau des Lehrter Stadtbahnhofes in Berlin.

Ein bemerkenswerter Umbau einer umfangreichen Eisenkonstruktion während des Betriebes wurde in den letzten Jahren am Lehrter Stadtbahnhof in Berlin durchgeführt. Dort kreuzen die hochliegenden Stadtbahngleise sowie die Doppelbahnlinie vom Schlesischen Bahnhof nach Charlottenburg die Bahnsteiggleise des Lehrter Fernbahnhofs und die vier Zufahrtsgleise zum Güterbahnhof Spreeufer, und zwar liegt an der Kreuzungsstelle gerade der Bahnsteig der erstgenannten Gleise. Die alte, schon mehrfach verstärkte Eisenkonstruktion war durch Rost so geschwächt, daß sie den Belastungen nicht mehr entsprach; hierzu traten noch Stützensenkungen an den durchlaufenden Trägern, die nicht zum Stillstand gebracht werden konnten, so daß ein vollständiger Umbau unvermeidlich war. Die Arbeiten gestalteten sich wegen der dichten Zugfolge und des regen Personenverkehrs auf den Bahnsteigen ziemlich schwierig und konnten nur unter Errichtung verschiedener Übergangszustände bewältigt werden. Eine weitere Erschwerung trat noch dadurch hinzu, daß die Halle mit den sie tragenden Fachwerkbalken erhalten bleiben sollte, weil sie noch in gutem Zustand war.

Das neue Bauwerk überspannt zwei Öffnungen von 17,97 16,88 m Stützweite und besteht aus getrennten mehrwandi Blechträgerüberbauten mit obenliegendem Eisenbetonkieskas Als Mittelpfeiler dient ein gelenkig aufgelagerter eiserner Por rahmen (siehe Abb.). Die Auflager sind an einem Widerlager f




Die neuen Überbauten über die Lehrter Personengleise. Querschnitt M 1:300.

auf dem Portalrahmen für beide Öffnungen gelenkig und auf anderen Widerlager beweglich. Die Unterseite der Überbauten gegen den hier besonders starken Angriff durch Rauchgase verbleiten Blechen geschützt. Auch die Fundamente wur verstärkt und zwar kamen wegen der geringen Rammhöhe 1 lange Eisenbetonbohrpfähle mit 32 cm Durchmesser in wendung. Die Bauzeit vom Beginn der Arbeiten bis zur Wie aufnahme des Doppelbahnbetriebes auf den Ferngleisen bet etwa ein Jahr. Sp

(Zeitschrift für Bauwesen 1929, Heft 9.)

## Behälterverkehr in England.

Nachdem im Laufe des Jahres 1927 die London-Midland Schottische Eisenbahngesellschaft mit der versuchsweisen V wendung von Behältern begonnen hatte, sind inzwischen Eisenbahnen Großbritanniens zu diesem neuen Verkehrsmi übergegangen. Es werden vier Behältertypen, die durch Buchstaben A, B, C und D bezeichnet sind, verwendet. Typen A und B sind geschlossene, die Typen C und D off Behälter. Die Behälter A und C sind halb so lang wie die Behält und D. Die großen Behälter sind 4,27 m lang, 1,98 m breit 1,98 m hoch. (Die offenen Behälter sind nur 0,91 m hoch). zuerst befürchteten Schwierigkeiten wegen des Ein- und A ladens der Behälter stellten sich nicht ein, besonders weil zeigte, daß als Versand- und Empfangsbahnhöfe nur große Ba höfe in Betracht kommen, auf denen Hebezeuge zur Verfüg stehen. Die Behälter führten sich um so leichter ein, als von Anf an keinerlei Versuche gemacht wurden die Behälter nur in stimmten Verkehrsbeziehungen (etwa nur in regelmäßigen U läufen) zuzulassen, sondern daß sie vielmehr allen Verke treibenden zur Verfügung gestellt wurden. Der Erfolg war sonders im Wettbewerb mit dem Lastwagenverkehr sehr gut. Tariffrage ist noch nicht ganz geklärt. Man sucht für jedes sandgut einen Zuschlag auf die übliche Fracht für das verpac Gut zu legen, dessen Höhe einen Gesamtfrachtbetrag ergibt, etwa der Fracht für das unverpackt versandte Gut gleichkom

Der Behälter findet rasch immer weiterreichende Verwend und zwar nicht nur für verpackte Güter, sondern auch für oft Güter wie Ziegel, Fleisch usw. Die London-Midland und Schottis Eisenbahn hat bereits über 1000 Behälter im Betrieb und große Zahl im Bau. Sämtliche britischen Eisenbahnen betrei mit Nachdruck eine weitgehende Verwendung des Behälters. El

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
ahrgang 1. Juli 1930 Heft 13

# Die Beanspruchung der Rohrwalzverbindungen eines Heizrohrkessels.

Von Dr. Ing. L. Schneider, München.

n der Literatur ist über die Betriebsbeanspruchung der erbindungen von Heizrohren, z. B. der Siede- und rohre eines Lokomotivkessels wenig zu finden. Im der Jahre wurden natürlich gewisse Erfahrungen gelt, die der Bemessung der Rohrwand- und der Rohrstärken, sowie der Befestigung der Rohre in den Rohrn zugrunde gelegt werden.

an kommt mit diesem rein empirischen Verfahren n zurecht, solange es sich um vergleichbare Kesselsungen handelt. Ist ein Einblick in die Betriebsruchung der Einwalzstellen der Rohre aber auf jeden ützlich, so müssen Überlegungen in dieser Richtung ellt werden, sobald die gebräuchlichen Dampfdrücke Kesselabmessungen verlassen werden, will man nicht roße Unsicherheit mit in Kauf nehmen.

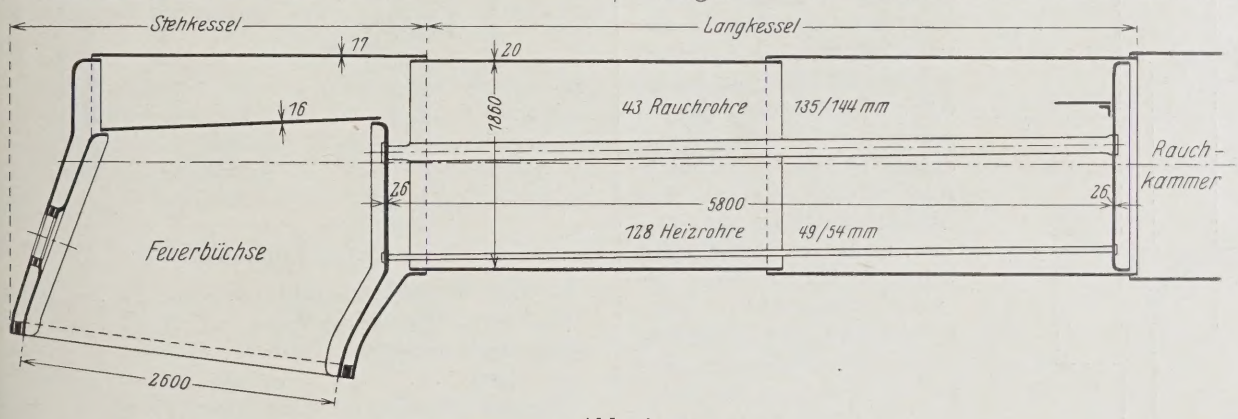



Abb. 1.

## anspruchungen, die nicht in Wärmedehnungen begründet sind.

anspruchungen treten in den Rohreinwalzstellen von zr rkesseln aus verschiedenen Gründen auf. Als Beispiel ei Lokomotivkessel gewählt, der enge Heizrohre (Siede- re nd weite Heizrohre (Rauchrohre) enthält, die letzteren ufnahme der Überhitzerelemente bestimmt. Diese ir werden innen von den Heizgasen, außen vom Wasser pü . Die in den Rauchrohren ruhenden Überhitzerbündel l r t ihren Enden am Überhitzerkopf in der Rauchkammer est t. Die Elemente werden überwiegend von den Rauchre getragen. Dem Gewicht der Rohre und der Überhitzerne e wirkt bei gefülltem Kessel der Auftrieb der Rohre W sser entgegen.

Si de- und Rauchrohre werden nur an ihren Enden von ohrplatten, im Lokomotivbau Rohrwände genannt, er ützt.

Im Transport von kalten Lokomotiven ist der Kessel de Regel leer; die Rohre erfahren also keinen Auftrieb l gen mit ihrem ganzen Gewicht in den Einwalzstellen auf. I r Kessel, für den wir die folgenden Rechnungen durchre habe die in Abb. 1 eingetragenen Hauptabmessungen. s ewicht eines Siederohres 49/54 mm von 5,8 m Länge räg rund 18,2 kg, das Gewicht eines ebenso langen Rauchre 135/143 mm beträgt 77,5 kg. Zu letzterem kommt h er Anteil eines Überhitzerelements, von dessen 70 kg durchschnittlichem Gewicht 60 kg im Rauchrohr ruhen. Die Rohre sind in den Rohrwänden meist durch Einwalzen und Bördeln oder mittels eines anderen Abdichtverfahrens fest eingespannt. An jeder Einspannstelle tritt ein Einspannmoment auf von der Größe $\frac{P \times l}{12}$, wenn P das Gewicht des Rohres und l die Rohrwandentfernung ist. Seine Größe ist 8,8 mkg beim Siederohr, 37,5 mkg beim Rauchrohr ohne Überhitzer und 66,5 mkg beim Rauchrohr einschließlich des Überhitzeranteils. Das Einspannmoment ruft an der Einwalzstelle eine Flächenpressung hervor (Abb. 2). Um sich ein Bild von der Größe des Flächendruckes zu machen, ist eine Annahme über die Verteilung des Druckes an der Einspannstelle nötig. Ist die Rohrwandstärke 26 mm und steigt der Auflagerdruck von Rohrwandmitte nach außen linear an, so gilt für die Ermittlung der Auflagerkraft P der Siederohre die Gleichung

$$P \cdot 0{,}0173 = 8{,}8. \quad \text{Daraus } P = 508 \text{ kg}.$$

Der Außendurchmesser des Siederohres ist am Feuerbüchsende von 54 auf 40 mm eingezogen.

Also ermittelt sich ein größter Flächendruck p in kg/cm² aus der Gleichung

$$\frac{p}{2} \cdot 1{,}3 \cdot 4 = 508$$

$$p = 195 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Flächendruck an der Einspannstelle der Rauchrohre, die am Feuerbüchsende von 143 mm auf 115 mm Außendurchmesser eingezogen sind, erreicht ohne Berücksichtigung des Gewichts der Überhitzerelemente 290 kg/cm², mit dessen Berücksichtigung 514 kg/cm². An der Rauchkammerrohrwand sind die Rohre auf 60 mm bzw. 152 mm aufgeweitet. Die größten Flächendrücke betragen an dieser Stelle 130, 220 und 390 kg/cm².

Diese Werte ergeben unerwartet hohe Materialbeanspruchungen an der Einspannstelle der Rohre. Es ist freilich zuzugeben, daß die strengen Einspannbedingungen, wie bei den meisten „fest eingespannten" Trägern auch hier nicht voll zutreffen. Dadurch daß die Rohre im durchgebogenen Zustand mit ursprünglich etwas Spiel eingewalzt werden, liegt die Tangente an die elastische Linie an der Einspannstelle nicht genau wagrecht.

Beim Transport leerer Kessel geraten die Rohre durch die Erschütterungen ins Zittern, d. h. sie führen Schwingungen aus. Die dabei auftretenden Massenkräfte m . b lassen sich rechnerisch nicht ermitteln; da sie aber proportional der Masse der Rohre sind, so kann man wenigstens sagen, in welchem Verhältnis sie sich bei verschiedenen Rohrabmessungen ändern. Sie sind z. B. beim Rauchrohr ohne Überhitzerelement 4,26mal so groß als beim Siederohr. Diese Massenkräfte müssen ebenfalls von den Einspannstellen aufgenommen werden und rufen dort wie die Gewichte Einspannmomente und Flächendrücke hervor. Daß diese Erschütterungen für die Einwalzstellen eine Gefahr bedeuten können, geht daraus hervor, daß nach einem weiten Leertransport eines Kessels die Rohre in der Regel nachgewalzt werden müssen. Im Wasser liegend erzittern die Rohre nicht so stark, da die Schwingungen durch den Widerstand des Wassers gedämpft werden.

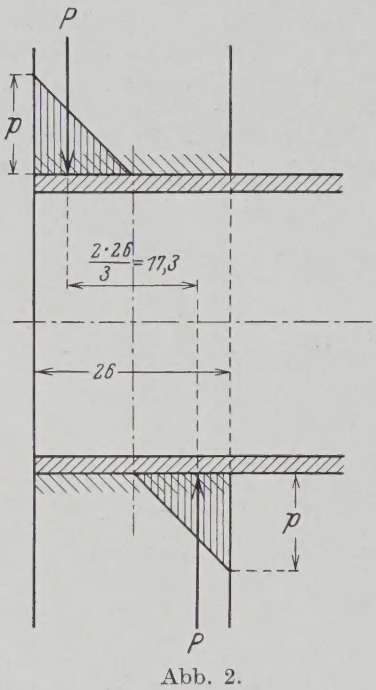


Abb. 2.

Im Betrieb ist der Kessel bis über die Rohre mit Wasser angefüllt. Die Rohre erfahren also einen Auftrieb entgegen der Wirkung der Schwerkraft. Dieser ist bekanntlich gleich dem verdrängten Wasservolumen mal dem spezifischen Gewicht des Wassers. Letzteres beträgt bei 200° Temperatur 0,86. Ein Siederohr der angegebenen Abmessungen verdrängt 13,2 dm³, ein Rauchrohr 93 dm³ Wasser, ihre Auftriebskraft ist also 11,4 bzw. 80 kg; es bleibt somit beim Siederohr eine Gewichtskomponente von 6,8 kg, beim Rauchrohr eine Auftriebskomponente von 2,5 kg ohne das Überhitzerelement oder eine Gewichtskomponente von 57,5 kg mit Berücksichtigung des Überhitzers übrig.

Wir ersehen daraus, daß die Einspannmomente und damit die Flächendrücke an den Einwalzstellen bei gefülltem Kessel etwas niedrigere Werte annehmen.

## Beanspruchungen infolge Wärmedehnungen. Größe der Wärmedehnungen.

Eine weitere Beanspruchung der Einwalzstellen tritt infolge der Längenausdehnung der Rohre usw. durch die Erwärmung ein. Die Rohre werden im kalten Zustand in die Rohrwände eingezogen; Langkessel und Rohre haben dabei die gleiche Temperatur. Im Betrieb sind die Rohre aber wärmer als die Kesselbleche. Bei neuen oder gereinigten Kesseln ist der Unterschied geringer als bei älteren, mit Steinbelag auf den Rohren. Die mittlere Rohrtemperatur läßt sich angenähert folgendermaßen ermitteln:

Annahmen:

| | |
|---|---|
| Mittlere Heizgastemperatur in den Rohren | 600°C*) |
| Mittlere Wassertemperatur . . . . . | 200°C |
| Wärmeübergangszahl Heizgase = Rohr . | 25 cal/m²h°C |
| Wärmeübergangszahl Rohr = verdampfendes Wasser . . . . . | 3000 cal/m²h°C |

Wasserberührte Rohrheizfläche = 1,1 × feuerberührte Rohrheizfläche. Bezeichnet x (°C) die Temperaturdifferenz Gas = Rohr und y (°C) die Temperaturdifferenz Rohr = Wasser, so gilt, da der Temperatursprung in der Rohrwandung klein und die von den Heizgasen in der Zeiteinheit an Rohr übertragene Wärmemenge gleich ist der vom Rohr das Wasser abgegebenen

$$25 \cdot x = 1{,}1 \cdot 3000 \cdot y$$

ferner $x + y = 600 - 200$ (Abb. 3).

Daraus ermittelt sich $y = 3{,}01°$, d. h. die mittlere Rohrtemperatur ist rund 203°C.

Für mit Kesselstein belegte Rohre soll die Wärmeübergangszahl Rohr = Wasser mit 1000 cal/m²h°C angenommen werden; dann errechnet sich y zu 8,9°C, d. h. die mittlere Rohrtemperatur erreicht rund 209°C. Mit dieser Temperatur sei weiter gerechnet.

Zur angenäherten Ermittlung der mittleren Temperatur des Rundkesselbleches seien folgende Annahmen gemacht:

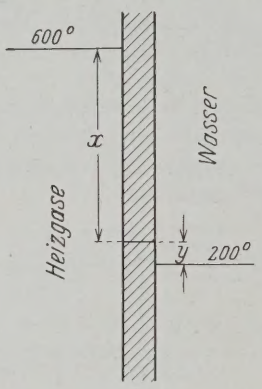


Abb. 3.

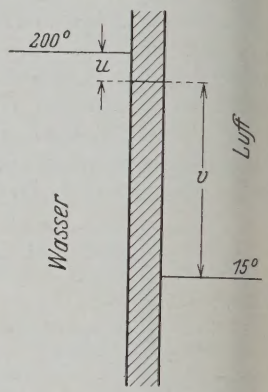


Abb. 4.

Annahmen:

| | |
|---|---|
| Mittlere Wassertemperatur . . . . . | 200°C |
| Mittlere Lufttemperatur . . . . . | 15°C |
| Wärmeübergangszahl Wasser = Kesselblech . . . . . | 400 cal/m²h°C |
| Wärmeübergangszahl Kesselblech = Luft | 10 cal/m²h°C |

Bezeichnet u die Temperaturdifferenz Wasser = Kesselblech und v die Temperaturdifferenz Kesselblech = Luft, so wie oben:

$$400 \cdot u = 10 \cdot v$$

$$u + v = 200 - 15 \text{ (Abb. 4).}$$

Daraus findet man u = 4,5°C, d. h. die mittlere Temperatur des Kesselbleches ist 195,5°C.

Die angenäherte Differenz der Temperaturen der Rohre gegenüber dem Kesselblech beträgt somit höchstens

$$209 - 195{,}5 = 13{,}5°\text{C}.$$

Der Längenausdehnungs-Koeffizient der eisernen Rohre sei im Bereich von 200°C $\lambda = 0{,}0126\,\tau$ mm/m, wobei $\tau$ die Temperaturzunahme ist. Gegenüber dem Langkessel dehnen sich also die Rohre um 5,8 . 0,0126 . 13,5 = **0,99 mm.**

Die Feuerbüchsseitenwände längen sich gegenüber der Stehkesselwand, weil sie wärmer sind und Kupfer überhaupt einen größeren Ausdehnungskoeffizienten besitzt als Eisen, die Wände „wachsen", wie jedem Lokomotivbauer bekannt.

Da die Wärmeübertragung in der Feuerbüchse besonders lebhaft ist, muß deren Wandtemperatur höher angenommen werden, als sich bei den Rohren ergeben hat; sie sei für die Seitenwände zu 280° geschätzt*), während die Stehkesselwand-Temperatur, wie vorhin, nur 195,5° betrage. Bei der Wandtemperatur werden, wie sich leicht nachrechnen

*) Vergl. Paul Conte, Etude experimentale de la chaudière locomotive. Revue génerale d. chem. d. fer. 1923, I, S. 126.

*) Dieser Wert läßt sich auch mit den 400° vereinbaren, die Durston als Temperatur der Feuerbüchsrohrwand bei seinen Versuchen mit Schmelzpfropfen fand. S. Engineering Bd. 55, S. 396. Die Rohrwand muß heißer sein als die Seitenwand

die Feuerbüchse etwa 40% der zur Verdampfung wendenden Wärme und durch die Rohre 60% über-n, Zahlen, die für ein Verhältnis der indirekten zur en Heizfläche von 13:1 mit unseren Anschauungen instimmen.

st die Länge der Feuerbüchsseitenwand 2,4 m, so dehnt h gegenüber 20° Temperatur um

= 2,4 (0,01607 . 260 + 0,000004 . 67600) = 10,66 mm,

$\lambda'$ der Längenausdehnungskoeffizient des Kupfers ist. tehkesselseitenwand dehnt sich auf die gleiche Länge m

= 2,4 (0,0116 . 175,5 + 0,0000053 . 30800) = 5,26 mm. Feuerbüchsseitenwand streckt sich somit um **5,4 mm** als der Stehkessel. Das „Wachsen" veranlaßt bekanntlich erwendung von Gelenkstehbolzen*) und beweglichen nankern. In dem vollen berechneten Maß wird dieses sen der Seitenwände nicht eintreten, da der Widerstand bogenen Stehbolzen und die Spreizkräfte der Rohre äußern, unter derem Einfluß die Feuerbüchswände cht werden. Wie groß diese Kräfte sind, läßt sich nicht n; aber selbst wenn man annimmt, daß die Bean-ung der (kupfernen) Seitenwände bis zur zulässigen beanspruchung von 350 kg/cm² geht, so kann eine wand von 2,4 m Länge mit einem Elastizitätskoeffizienten

150000 kg/cm² äußerstens um $\frac{2400 \cdot 350}{1150000} = 0{,}73$ mm

ben.

und- und Stehkessel werden unter dem Einfluß der kräfte der Rohre, des Dampfdruckes und der Reaktions-der abgebogenen Stehbolzen gestreckt. Wird hierdurch lässige Zugbeanspruchung für Stahl von 600 kg/cm² t und ist die Elastizitätszahl 2100000, so dehnt sich ssel auf 5,8 + 2,4 = 8,2 m um $\frac{8200 \cdot 600}{2100000} = 2{,}34$ mm**).

ir erhalten also folgendes Gesamtbild:

| | |
|---|---|
| medehnung der Rohre gegenüber dem ngkessel . . . . . | 0,99 mm |
| medehnung der Feuerbüchse . . . . . | 5,40 mm |
| chung der Feuerbüchse . . . . . | 0,73 mm |
| kung des Lang- und Stehkessels . . . . | 2,34 mm |

e Rohre werden also im betriebsbereiten Kessel um n länger, während die Rohrwände um 5,4—0,73—2,34= mm zusammenrücken. Die Rohre haben also so weit ufedern, daß die gestreckte Rohrlänge s = 5800,99 mm er Einspannweite von g = 5800—2,33 = 5797,67 mm . Dabei ist immer vorausgesetzt, daß die Rohrplatten bleiben; der Einfluß der Ausbauchung derselben soll noch besprochen werden.

### ntalschub der Rohre infolge der Wärmedehnungen des Kessels.

s durchgebogene Rohr übt an den Einspannenden Horizontalschub auf die Rohrwände aus, der bei hin-der Rohrlänge nach der Theorie des Bogens mit zwei en berechnet werden kann. Unter der Annahme, daß stische Linie des Rohres eben bleibt, gilt:

$$\Delta l = \int \frac{H \cdot z^2}{E \cdot \Theta} ds - \frac{s \cdot H}{f \cdot E}$$

darin ist $\Delta l = 2{,}33 + 0{,}99 = 3{,}32$ mm der Unterschied der gestreckten Rohrlänge gegenüber der Einspannlänge, H der Horizontalschub, z die Ordinate eines Bogenelementes der elastischen Linie zu der als X-Achse gedachten Bogensehne, E die Elastizitätszahl des Rohrwerkstoffes, $\Theta$ das Trägheitsmoment des Rohres, s die Länge der elastischen Linie des Rohres und f der Materialquerschnitt des Rohres. Das von der achsialen Normalkraft herrührende Glied $\frac{s \cdot H}{f \cdot E}$ sei einstweilen vernachlässigt.

Wir wollen nun die elastische Linie als Parabel mit der Spannweite g und dem Biegungspfeil h auffassen. Für ein Koordinatensystem XZ, dessen Ursprung mit einer Einwalzstelle des Rohres und dessen X-Achse mit der Bogensehne zusammenfällt, lautet die Gleichung der Parabel

$$z = \frac{4h}{g^2}(gx - x^2).$$

Setzt man diesen Wert für z in das Integral ein und ersetzt außerdem das Bogenelement ds durch das Sehnenelement dx, was bei einer sehr flachen Parabel zulässig ist, so kann man den Ausdruck für $\Delta l$ integrieren und zwar ist:

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{H} = \int_0^g z^2 \, dx$$

oder

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l \cdot g^4}{16 H \cdot h^2} = \int_0^g (x^2 g^2 - 2 x^3 g + x^4) \, dx = \frac{g^5}{3} - \frac{2 g^5}{4} + \frac{g^5}{5}$$

oder

$$\frac{E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{16 H \cdot h^2} = \frac{g}{30}.$$

Daraus:

$$H = \frac{15 E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{8 g \cdot h^2}.$$

Hierin sind alle Größen bekannt außer h. Dieses ermittelt sich aus der Gleichung der Parabel

$$s = g \cdot \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{2h}{g}\right)^2 - \frac{2}{5}\left(\frac{2h}{g}\right)^4\right]$$

Daraus:

$$\frac{s}{g} = 1 + \frac{2}{3}\left(\frac{2h}{g}\right)^2 - \frac{2}{5}\left(\frac{2h}{g}\right)^4$$

oder

$$\frac{2}{5}\left(\frac{2h}{g}\right)^4 - \frac{2}{3}\left(\frac{2h}{g}\right)^2 + \left(\frac{s}{g} - 1\right) = 0.$$

Daraus findet man schließlich mit s = 5800,99 und g = 5797,67 mm

$$\left(\frac{2h}{g}\right)^2 = 0{,}0008591 \text{ und}$$

$\frac{2h}{g} = 0{,}02931$ und ferner $h = 0{,}01465 \cdot g = 84{,}93$ mm. Mit diesem Wert für h ergibt sich ein Horizontalschub von

$$H = \frac{15 E \cdot \Theta \cdot \Delta l}{8 g \cdot 8{,}493^2}.$$

Für ein Siederohr von den oben angegebenen Abmessungen ist $E = 2100000$, $\Theta = 13{,}441$ cm⁴, $\Delta l = 0{,}332$ cm, $g = 579{,}767$ cm, $h = 8{,}493$ cm. Somit wird

$$H = \frac{15 \cdot 2100000 \cdot 13{,}441 \cdot 0{,}332}{8 \cdot 579{,}797 \cdot 72{,}13} = 421 \text{ kg (erste Annäherung).}$$

Die ringförmige Materialquerschnittsfläche eines Siederohres ist 4 cm², die spezifische Druckbeanspruchung infolge des Horizontalschubes also $\frac{421}{4} = 105$ kg/cm². Infolge dieser Druckbeanspruchung wird das Rohr elastisch verkürzt, was

---

Vergl. Bewegliche Stehbolzen für Lokomotivkessel. Organ ortschr. d. Eisenbahnwesens 1922, S. 240.

** Vergl. Barkhausen, Berechnung und Ausbildung der bzen von Feuerkisten. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahn-en. 1921, S. 277. Barkhausen rechnet mit 100° Temperatur-ers ied zwischen Feuerbüchs- und Stehkesselseitenwand und anm zu Verschiebungen beider Wände gegeneinander, die mit Be bachtung an zwei $G_8$ I Lokomotiven gut übereinstimmen. vo iegenden Fall ist nur mit 280 — 195, 5 = 84,5° Temperatur-ers ied gerechnet. Trotzdem nimmt die Verschiebung beider nd gegeneinander ein Maß an, das nur bei Beanspruchung re Stehbolzen über die Fließgrenze hinaus möglich erscheint.

vorhin vernachlässigt wurde; es ändern sich also $\Delta l$, h und s um ein Geringes. Die elastische Verkürzung des Rohres von 5,8 m Länge ist

$$\Delta l' = \frac{s \,.\, H}{f \,.\, E} = \frac{5800{,}99 \,.\, 105}{2100000} = 0{,}29 \text{ mm}.$$

In der Formel für $\left(\frac{2h}{g}\right)^2$ tritt zu $\left(\frac{s}{g} - 1\right) = 0{,}00057271$ noch ein negatives Korrektionsglied der Größenordnung $\frac{\Delta l'}{g}$, da statt s zu setzen ist $s - \Delta l'$.

$$\frac{\Delta l'}{g} = \frac{0{,}29}{5797{,}67} = 0{,}0000500.$$

Mit dessen Berücksichtigung wird

$h = 81$ mm,
$\Delta l = 0{,}332 - 0{,}029 = 0{,}303$ cm und
$H = 422$ kg (zweite Annäherung).

Die gleiche Rechnung, für ein Rauchrohr 135/143 mm durchgeführt, ergibt

$\Theta = 432$ cm$^4$
$H = 13600$ kg (zweite Annäherung)
$h = 50{,}7$ mm „ „
$\Delta l = 0{,}119$ cm.

Die errechneten Horizontalschübe treten nur auf, wenn die elastische Linie der Rohre, die Feuerbüchsseitenwände und die Rohrwände eben bleiben. Dies ist nicht durchwegs der Fall und deshalb sind die durchschnittlich auftretenden Horizontalschübe oder Spreizkräfte geringer. Immerhin können einzelne Rohre, besonders solche am unnachgiebigen Rand der Rohrplatten, die Einwalzstellen mit dem vollen berechneten Wert beanspruchen, d. h. Siederohre mit etwa 422 kg, Rauchrohre mit 13600 kg. Die Haftkräfte der Rohre in ihren Befestigungsstellen müssen diesen Schubkräften genügen, damit Undichtheiten vermieden bleiben.

## Ausbeulen der Rohrwände.

Die Rohrwände beulen gegen die Mitte zu unter dem Einfluß des Dampfdruckes und der Spreizkräfte der Rohre aus. Ohne daß es möglich ist ein genaues Maß dafür rechnerisch zu ermitteln, kann man sich doch ein ungefähres Bild von der Größenordnung dieser Ausbeulung machen.

Eine am Rand eingespannte Platte von den Abmessungen der Rauchkammerrohrwand des Rechnungsbeispiels, nämlich 95 cm Halbmesser und 2,6 cm Stärke kann nach der Föpplschen genauen Theorie der kreisförmigen Platte mit einer gleichmäßig verteilten Last p kg/cm$^2$ beansprucht werden, wenn die zulässige Beanspruchung $\sigma_{red} = 600$ kg/cm$^2$ nicht überschritten werden darf, wobei die Beziehung gilt:

$$\sigma_{red} = 0{,}68 \frac{95^2}{2{,}6^2} \,.\, p = 600.$$

Daraus ergibt sich $p = 0{,}661$ kg/cm$^2$.

Dieser Wert von p ist gegenüber dem Dampfüberdruck auffallend klein.

Wäre die Rauchkammerrohrwand nur mit diesem Druck p belastet und ohne Rohrlöcher, so würde sie unter dem Einfluß von p in der Mitte um einen Biegungspfeil

$$f = 0{,}17 \,.\, \frac{0{,}661 \,.\, 95^4}{E \,.\, 2{,}6^3}$$

durchfedern. Für $E = 2100000$ wird $f = 0{,}247$ cm.

In Wirklichkeit steht bei 16 at Kesselspannung die Rohrwand unter einem Dampfdruck von 356000 kg, was einem über die ganze ungebohrte Platte gleichmäßig verteilt gedachten Druck von 12,5 kg/cm$^2$ entspricht.

Ebenso wie die Rauchkammerrohrwand federt auch die Feuerbüchsrohrwand durch. Die Summe der Biegungspfeile braucht nur 3,32 mm zu betragen um die unter dem Einfluß der Wärmedehnungen durchgebogenen Rohre wieder strecken. Da die mit vielen Löchern versehenen Rohrwä nachgiebiger sind als die Wände aus dem vollen Mate muß eine Anzahl Rohre in der Nähe der Kesselachse ger Form annehmen und an der gegenseitigen Verankerung Rohrwände gegen den Dampfdruck teilnehmen. Der Dan druck sucht von diesen Rohren die Rohrwände nach au abzuziehen. Anders sind die Verhältnisse am eingespann Plattenrande, wo die Rohre große Spreizkräfte auf die Ro platten ausüben und die letzteren auf die Rohre hinau schoben zu werden drohen. Dazwischen gibt es Rohre, de Befestigungsstellen in keiner Richtung auf Schub beanspru sind. Die Beanspruchung der Walzstellen eines Heizro kessels ist also sehr verschieden. Man ist aber in der L die größten auftretenden Schubkräfte rechnungsmäßig bestimmen.

## Beanspruchung durch den Dampfdruck. Erforderli Haftwerte der Rohre.

Die Beanspruchung der Einwalzstellen der mittle Rohre durch den Dampfdruck ist nicht bedeutend. Bei heute üblichen Größen der Überhitzerflächen reichen Rauchrohre bis unter Mitte Rohrwand. Hat man den die schraffierte Fläche (Abb. 5) treffenden Dampfdruck P und die von den Rauch- und Siederohren dargebotene Haftfläche in den Einwalzstellen, nämlich $d \pi \delta$, worin d der Rohraußendurchmesser und $\delta$ die Plattenstärke sind, ermittelt, so ist der zur Aufnahme des Dampfdruckes erforderliche Haftwert

$$= \frac{P}{\Sigma d \pi \delta}.$$

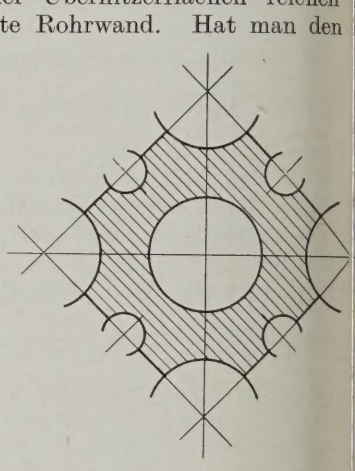


Abb. 5.

Die Ausrechnung ergibt Werte in der Größenordnung 10 kg/cm$^2$ für die Rauchkammer- und 17 kg/cm$^2$ die Feuerbüchsrohrwand.

Wesentlich höher sind die Beanspruchungen der nahe Plattenrand gelegenen Rohrwalzstellen durch die Spr kräfte. Wie oben angegeben, erreichen letztere bei den Sie rohren den Wert von 422 kg, bei den Rauchrohren 13600 An der Rauchkammer ist das Siederohr auf 60 mm, Rauchrohr auf 152 mm Außendurchmesser aufgeweitet. Haftwerte müssen somit

für ein Siederohr $\frac{422}{6 \,.\, \pi \,.\, 2{,}6} = 8{,}6$ kg/cm$^2$,

für ein Rauchrohr $\frac{13600}{15{,}2 \,.\, \pi \,.\, 2{,}6} = 110$ kg/cm$^2$ erreiche

Die erforderlichen Haftwerte für die Feuerbüchsrohrwa wo die Rohre auf 40 bzw. 115 mm Außendurchmesser gezogen sind, berechnen sich

für ein Siederohr zu 12,9 kg/cm$^2$,
für ein Rauchrohr zu 145 kg/cm$^2$.

Es soll nun untersucht werden, ob durch die üblic Einwalzverfahren wirklich Haftwerte von dieser Größe gewi leistet werden.

## Auswertung von Versuchen über Haftwerte von eingewalzten Rohren.

Für Rohre der bei Lokomotivkesseln gebräuchlic Abmessungen liegen nur wenig Versuche über den Haftw

Nach den von J. Lang*) veröffentlichten Feststellungen Eisenbahnversuchsamtes Grunewald u. a. ergeben sich werte (Haftkraft in kg je cm² Haftfläche) von folgender e:

Rohre glatt eingewalzt.

| ohr-messer | Rohrplatten-baustoff | Rohrplatten-dicke cm | Haftwert kg/cm² | Mittlerer Haftwert kg/cm² |
|---|---|---|---|---|
| Lokomotivversuchsamt Grunewald: | | | | |
| 6/45,5 | Kupfer | 2,3 | 106 | (139) |
| 6/45,5 | Kupfer | 2,3 | 173 | |
| 6/45,5 | Stahl | 2,6 | 132 | (135) |
| 6/45,5 | Stahl | 2,6 | 140 | |
| 5/133 | Kupfer | 2,4 | 45 | (65) |
| 5/133 | Kupfer | 2,4 | 85 | |
| Hannoversche Maschinenbau A.-G. | | | | |
| 5/50 | Stahl | 2,5 | 92 | (92) |

Rohre mit drei Rillen eingewalzt:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Lokomotivversuchsamt Grunewald: | | | | |
| 5/133 | Kupfer | 2,4 | 76,3 | (100) |
| 5/133 | Kupfer | 2,4 | 123,7 | |

Neuere Haftversuche wurden für den Wasserrohrkessel- rund durchgeführt vom Bayerischen Revisionsverein ünchen**). Hiernach kann man bei richtiger Wahl des a druckes (ca. 35 at) und geeigneter Vorbereitung der at n Rohrenden und der Rohrplattenlöcher mit ziemlich h erreichbaren Haftwerten rechnen. Die Versuche st cken sich über Rohre, die ohne und solche die mit be stand eingewalzt sind und es wird gezeigt, daß bei oh en ohne Überstand die Haftkraft der Rohrplattenstärke re proportional ist. Ich habe deshalb nicht, wie vielfach li n, den Haftwert auf das cm Rohrumfang sondern auf s m² Rohrhaftfläche bezogen. Die Versuche des Baye- c n Revisionsvereins sind allerdings nicht mit Rohren d Rohrplatten der bei Lokomotivkessel gebräuchlichen or ssungen durchgeführt sondern mit weiteren Rohren und ch ren Platten, wie sie bei ortsfesten Wasserrohrkesseln r mmen. Die uns interessierenden Ergebnisse sind im lg den zusammengestellt:

o 76/84 mm, Rohrplatte 3 cm, Rohre und Platte: Stahl Rohrstärke 4 mm = 4,8 % des äußeren Rohrdurchmesser.

a. Rohr- und Lochleibung rauh gedreht. Ohne Überstand.

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| af raft kg . . | 7330 | 6840 | 7360 | 7570 | 7980 | 6300 | 7360 |
| af wert kg/cm² | 93 | 89 | 93 | 96 | 102 | 80 | 93 |

it rer Haftwert aus Versuchsreihe A = 92 kg/cm².

3. Rohr gefeilt, Lochleibung fein gedreht. Ohne Überstand.

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| af raft kg . . | 9240 | 6870 | 6320 | 7720 | 6180 | 7640 | 8310 |
| af wert kg/cm² | 116 | 87 | 80 | 96 | 78 | 96 | 105 |
| af raft kg . . | 6530 | 7670 | 7240 | 6830 | 7320 | | |
| af wert kg/cm² | 83 | 96 | 91 | 87 | 91 | | |

it rer Haftwert aus den Versuchsreihen A und B = 92 kg/cm²

. Rohr gefeilt, Lochleibung fein gedreht. Mit 10 mm be tand.

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| af raft kg . . | 10300 | 10100 | 13640 | 10700 | 13400 | 9550 |
| af wert kg/cm² | 130 | 127 | 173 | 135 | 170 | 120 |

it rer Haftwert aus Versuchsreihe C = 142 kg/cm².

*) J. Lang, Verankern und Abdichten von Rohren in Rohrän n und Flanschen. Maschinenbau 1926, S. 216.

**) K. Ries, Die Ergebnisse von Versuchen über das Einal z von Rohren. Zeitschr. d. Bay. Rev. Ver. 1928, Nr. 16 bis 18.

Ebenfalls im Auftrage des Wasserrohrkessel-Verbandes führte E. Siebel*) Versuche in der gleichen Richtung durch. Während Ries hauptsächlich den Einfluß des Walzdruckes erforschte, dehnte Siebel die Einwalzversuche auf verschieden legierte Stähle aus. Auch er legte seinen Versuchen Rohre mit und ohne Überstand für ortsfeste Wasserrohrkessel zugrunde.

Rückschlüsse auf die Verhältnisse bei Lokomotivkesseln zu ziehen erlauben die Versuche Siebels mit Siemens-Martin-Stahlrohren von 75,5/83,5 und von 78,5/83,5 mm Durchmesser und Siemens-Martin-Stahlplatten von 20 und von 30 mm Dicke.

Im einzelnen ergeben die Siebelschen Versuche:

A. Rohre 75,5/83,5 mm Durchmesser (dickwandiges Rohr)
Rohrwandstärke 4 mm = 4,8 % des äußeren Rohrdurchmessers
Rohrplatte 2 cm stark.
Ohne Überstand:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 5000 | 4500 | 4600 | 4100 |
| Haftwert kg/cm² | 95 | 85 | 87 | 77 |

Mittlerer Haftwert 86 kg/cm².
Mit 10 mm Überstand:

| | | |
|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 7200 | 8000 |
| Haftwert kg/cm² | 137 | 152 |

Mittlerer Haftwert 144 kg/cm².
Rohrplatte 3 cm stark.
Ohne Überstand:

| | | |
|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 7600 | 7200 |
| Haftwert kg/cm² | 97 | 92 |

Mittlerer Haftwert 94 kg/cm². Dieser Haftwert stimmt mit dem aus den Riesschen Versuchen berechneten von 92 kg/cm² fast vollkommen überein.
Mit 10 mm Überstand:

| | | |
|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 10500 | 11200 |
| Haftwert kg/cm² | 133 | 143 |

Mittlerer Haftwert 138 kg/cm². Auch dieser Wert stimmt mit dem aus den Riesschen Versuchen berechneten von 142 kg/cm² sehr gut überein.

B. Rohre 78,5/83,5mm Durchmesser (dünnwandiges Rohr), Rohrwandstärke 2,5 mm = 3 % des äußeren Rohrdurchmessers.
Rohrplatte 2 cm stark.
Ohne Überstand:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 2700 | 6500 | 3800 | 3100 |
| Haftwert kg/cm² | 52 | 124 | 72 | 59 |

Mittlerer Haftwert 77 kg/cm².
Mit 10 mm Überstand:

| | | |
|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 4000 | 5700 |
| Haftwert kg/cm² | 76 | 109 |

Mittlerer Haftwert 92 kg/cm².
Rohrplatte 3 cm stark.
Ohne Überstand:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 4900 | 6100 | 6500 | 7200 | 6000 | 6200 |
| Haftwert kg/cm² | 62 | 77 | 82 | 91 | 76 | 78 |

Mittlerer Haftwert 78 kg/cm².
Mit 10 mm Überstand:

| | | |
|---|---|---|
| Haftkraft kg . . | 8100 | 6500 |
| Haftwert kg/cm² | 103 | 82 |

Mittlerer Haftwert 92 kg/cm².

**Anwendung der Versuchsergebnisse auf Lokomotivkessel.**

Leider sind der von J. Lang veröffentlichten Haftversuche so wenige, daß die Bildung von Mittelwerten fast unzulässig erscheint. Das Ergebnis des Versuches mit dem

*) E. Siebel, Das Einwalzen von Rohren. Mitt. d. Kaiser Wilhelminstituts für Eisenforschung. Düsseldorf 1929, Verlag Stahleisen.

45/50 mm Rohr stimmt mit den Versuchen von Ries und von Siebel überein.

Nach dem bis jetzt vorliegenden Versuchsmaterial kann man für glatt eingewalzte, verhältnismäßig dickwandige Rohre, d. h. solche, deren Wandstärke angenähert 5 % des Außendurchmessers beträgt, und bei Rohrplattenstärken von 20 mm mit einem Haftwert von 85 kg/cm² rechnen; bei dünnwandigen Rohren, d. h. solchen, deren Wandstärke angenähert 3 % des Außendurchmessers beträgt und ebenso starken Rohrplatten mit 75 kg/cm². Für Rohrplatten von 30 mm Stärke liegen die Werte eine Kleinigkeit höher, etwa bei 95 kg/cm² für dickwandige Rohre und bei 80 kg/cm² für dünnwandige Rohre.

Diese geringen Unterschiede je nach der Rohrplattenstärke erklären sich durch das Ausweichen des Werkstoffes an der Plattenoberfläche beim Einwalzen, das verhältnismäßig um so mehr in Erscheinung tritt, je mehr die Stärke der Platten abnimmt.

Die Siederohre der Lokomotivkessel haben Durchmesser von 38,5/44,5 bis 65/70 mm also Wandstärken von etwa 3,6 bis 6,7 %, in der Regel von 4,6 bis 5 % des Rohraußendurchmessers. Die Rauchrohre weisen Durchmesser von 125/133 bis 162/170 mm, also Wandstärken von etwa 2,4 bis 3 % des äußeren Rohrdurchmessers auf. Bis mehr Versuche mit Lokomotivkesselrohren vorliegen, muß also auf die dickwandigen bzw. dünnwandigen Wasserrohre zurückgegriffen werden.

Die eisernen Rohrwände von Lokomotivkesseln zeigen Stärken von 13, meist aber 16 bis 26 mm, kupferne solche von 22 bis 28 mm. Wenngleich Siebel feststellt, daß eine Erhöhung der Festigkeit des Plattenwerkstoffs über diejenige des Rohrwerkstoffs die Haftkraft günstig beeinflußt, scheint sich aus den von Lang veröffentlichten Versuchen zu ergeben, daß sich Kupfer als Rohrplattenwerkstoff eisernen Rohren gegenüber nicht wesentlich anders verhält als Eisen. Siebel gibt an, daß nach bisher unveröffentlichten Versuchen von Lang bereits mit Rohren von 16 mm Durchmesser an, die ohne Überstand eingewalzt wurden, die von ihm an größeren Rohren gefundenen Beziehungen in befriedigender Weise Geltung behalten. Wir dürfen somit die oben für 20 bis 30 mm Plattenstärke gefundenen Haftwerte auf die Verhältnisse des Lokomotivkessels anwenden.

Wie früher ermittelt, werden Siederohre nur mit geringen Haftwerten, im durchgerechneten Fall nur mit höchstens 17 kg/cm², beansprucht, während sie Beanspruchungen von 85 bis 95 kg/cm² gewachsen sind. Es genügt somit völlig, solche Rohre glatt, ohne Schulter, und ohne Überstand einzuwalzen. Das Dichthalten der Siederohre in den Rohrwänden wird durch Schubkräfte nicht gefährdet. Bei eisernen Feuerbüchsen hat man mit der Einlage eines 1,6 bis 2,4 mm starken Kupferrohrstückes*) (in Amerika liner oder sleeper genannt) zwischen Rohr und Lochleibung, Aufdornen und Stauchen, statt dessen auch leichtes Walzen der Rohre, mit darauffolgendem elektrischen Verschweißen der Bördel mit der Feuerbüchsrohrwand besseres Dichthalten erzielt als mit dem einfachen Einwalzen.

Anders liegen die Dinge bei den Rauchrohren. Für die Verankerung gegen den Dampfdruck genügt allerdings auch für sie das glatte Einwalzen ohne Überstand. Aber es treten sehr hohe Spreizkräfte auf. Glatt eingewalzte Rohre ohne Schulter genügen diesen Anforderungen nicht mehr. Da die Spreizkräfte die Rohre durch die Rohrplatten nach außen durchzuschieben trachten, hat ein Rohrüberstand auf der Außenseite keine Wirkung. Die Rohre sind deshalb auf der Wasserseite mit Schulter oder Wulst zu versehen. Am aufgeweiteten Ende kann ein Wulst vermieden werden, we sich das Walzen etwas in das Rohr hinein erstreckt Hierdurch erreicht man bei dünnwandigen Rohren Haftwe von etwas über 90 kg/cm². Aber selbst solche Haftwe genügen in manchen Fällen noch nicht, sondern die Rol müssen mit Rillen (etwa drei Rillen 2 × 0,5 mm) eingewa werden. Nach den Versuchen von Siebel steigen dadu die Haftwerte auf ungefähr den doppelten Betrag der e sprechenden glatten Einwalzungen, also für dünnwand Rohre auf 150 bis 160 kg/cm². Wie die Rechnung erg müssen von Rauchrohren Haftwerte von 145 kg/cm² in d Feuerbüchsrohrwand und von 110 kg/cm² in der Rauc kammerrohrwand, bei dünnwandigen eisernen Büchsen no höhere, erreicht werden.

Berechnet wurde nur ein Beispiel. Zum besseren E dringen in die verschiedenartigen Verhältnisse empfiehlt sich noch andere Kessel durchzurechnen, z. B. einen ungewöh lich langrohrigen, einen ungewöhnlich kurzen Kessel et einer Garratt-Lokomotive großer Leistung, einen klein Kessel einer Baulokomotive, einen Kessel mit Kleinro überhitzer und Kessel mit eisernen Feuerbüchsen.

Praktische Erfahrungen**) stimmen mit den vorstehe gewonnenen Erkenntnissen gut überein. Es wird gekla daß bei langen Rohren die Vibrationen Rohrrinnen v ursachen, allerdings erst bei Rohrwandentfernungen von üb 4,9 m[1]); das Durchhängen langer Rohre (Länge = 100fach Außendurchmesser) verursache Schubbewegungen in d Rohrplatte[2]); die Pfeilhöhe der Rohre kann nahe der Kess außenwand so groß werden, daß sich der Kesselstein zwisch Rohr und Kesselwandung festsetzt und durch Ausspül nicht mehr entfernt werden kann[3]); Beobachtungen zeigt daß sich die Rohre durch die Rohrwände schieben, was z große Schwankungen in der Lokomotivleistung und Feu büchstemperatur zurückgeführt wird[4]); besonders schwie ist es die Rauchrohre dicht zu halten[5]); es empfiehlt sich z Vermeidung der schädlichen Temperaturschwankungen d Kessel nicht auskühlen zu lassen oder im Heizhause auf de Rost ein niederes Feuer oder im Aschkasten eine Glut unterhalten[6]); eiserne Rohrwände sollen bei Rohren, der Länge größer als der 70fache Außendurchmesser ist, mindeste 16 mm stark sein[7]); eine besondere gegenseitige Verankeru der Rohrwände durch Ankerrohre wird für überflüssig gehalte da die Rohre z. T. selbst als Anker wirken[8]); Stegrisse d Feuerbüchsrohrwand treten fast stets an den Ecken und den äußeren Rohrreihen auf[9]).

## Schlußfolgerung.

Am meisten Beachtung ist der Befestigung der Rauc rohre in der Feuerbüchsrohrwand zu schenken. Die Rauc rohre sollen hier auf der Wasserseite mit Schulter aufsitz und auf der Feuerseite umgebördelt sein. Rillen sind nic notwendig, wenn die Schulter gut aufsitzt. An der Rauc kammerrohrwand empfehlen sich Rillen besonders für d außen liegenden, stark auf Knickung beanspruchten Rauc rohre. Als Befestigung der Siederohre in der Feuerbüch wie in der Rauchkammerrohrwand genügt glattes Einwalz mit Bördel, jedoch ohne Schulter. Ein Überstand der Sied wie der Rauchrohre in der Rauchkammer (üblich sind 15 b 19 mm) ist vom Standpunkt der Festigkeit und Dichth der Verbindung unnötig. Die Deutsche Reichsbahn gibt d Siederohren der neuen Einheitslokomotiven nur mehr 3 m

*) Vergl. Superheater flue hole liners. The Railw. Eng. 1922, S. 134 und P. C. Dewhurst a. a. O.

*) Vergl. O. Berndt, Befestigung und Haften von He und Wasserröhren in Kesselrohrwänden. Z. V. D. I. 1924, S. 8 (Kugelwalze von Steinmüller.)

**) P. C. Dewhurst, Steel fireboxes and tubes in locomoti boilers. The Journal of the Inst. of Loc. Eng. Vol. IX, Nr. 4 [1]) S. 419. [2]) S. 374. [3]) S. 375. [4]) S. 376. [5]) S. 376, S. 4 [6]) S. 420, S. 436. [7]) S. 374, S. 432. [8]) S. 376, S. 411. [9]) S. 4

stand. Mit den steifen Rauchrohren soll man möglichst vom Plattenrand und den Feuerbüchsecken entfernt en. Wenn dies nicht durchführbar, sollen die äußeren hrohre am Feuerbüchsende stärker eingezogen, am hkammerende weniger aufgeweitet werden, um die stärke am gefährdeten Plattenrand zu vergrößern. Die e Feuerbüchse ist der langen gegenüber im Vorteil, da Gesamtdehnung der Seitenwände gegenüber dem Steh- l geringer ausfällt, obwohl, wie amerikanische Lokomotiven n, auch sehr lange Feuerbüchsen nicht unbedingt eine Gefahr bedeuten. Ihre Haltbarkeit auf längere Zeit steht allerdings noch in Frage. Nicht der Dampfdruck, sondern die Temperaturen und die Wärmedehnungen werden der Feuerbüchse und den Rohreinwalzstellen gefährlich. Bei überlegter Formgebung und Anordnung der Stehbolzen und Anker, geeigneten Baustoffen und entsprechenden Abmessungen sowie einer dem heutigen Stand der Erkenntnis genügenden Befestigung der Rohre in den Rohrwänden ist der alte Stephensonsche Lokomotivkessel noch über 20 at hinaus (22 at sind bereits ausgeführt) verwendbar.

# Die elektrische Beleuchtung von Gepäckwagen System „Lorenz“.

Von Reichsbahnoberrat **M. Breuer.**

Die Gepäckwagen der Deutschen Reichsbahn wurden bis kurzer Zeit vorwiegend mit Gas beleuchtet. Mit fort- itender Einführung der elektrischen Zugbeleuchtung ging lazu über, die Packwagen für D-Züge und bei Neubauten die Personenzugpackwagen mit elektrischer Maschinen- chtung auszurüsten. Aus naheliegenden Gründen kam dasselbe System wie für die Personenwagen*) zur An- ung, obwohl die Betriebsbedingungen, wie aus den nach- nden Bemerkungen hervorgeht, nicht ganz übereinstimmen.

Zunächst ist der Strombedarf für die elektrische Be- htung eines Packwagens viel geringer als der für Personen- gen. Mit 100 bis 200 Watt — je nach Größe des Wagens — kann man allen billigen Ansprüchen für die „Beleuchtung“ genügen leisten. Es kommt aber ein wichtiger Stromverbraucher hinzu, der im Personenwagen nicht erforderlich ist, nämlich die Wärm- oder Kochplatte für das Zugpersonal. Während der Sommerzeit ist der Ofen im Gepäckwagen außer Betrieb. Dann kann man dann Speisen und Getränke wärmen und aus Gründen der Feuersicherheit flüssige Brennstoffe nicht an- nehmen will, so bleibt nur die elektrische Beheizung der Koch- platte übrig. Diese benötigt aber zu einer ausreichenden Wärmewirkung etwa 400 bis 500 Watt, also ein Mehrfaches des Beleuchtungsstromes. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, die Schaltung so einzurichten, daß der Strom für die Koch- platte nur der laufenden Dynamo, nicht aber der Batterie ent- nommen werden kann. Nur so kann eine Erschöpfung der Batterien sicher vermieden werden. Unter Berücksichtigung des Umstandes ergibt sich dann für die Gepäckwagen eine Maschinenleistung von fast gleicher Größe wie für zweiachsige Personenwagen.

Die Ansprüche an die genaue Einhaltung der Lampen- spannung sind bei der Gepäckwagenbeleuchtung nicht so hoch wie beim Personenwagen. Man wird also im Packwagen Dynamo und Batterie ohne Benutzung eines besonderen Spannungsreglers parallel schalten können.

Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit muß die elektrische Beleuchtungseinrichtung des Packwagens möglichst einfach und billig gestaltet werden. Andernfalls würden die Beschaffungs- kosten der Beleuchtungsanlage in einem zu sehr fühlbaren Mißverhältnis zu denen des ganzen Packwagens stehen.

Im folgenden soll nun ein neues Beleuchtungssystem beschrieben werden, das zunächst für solche Verhältnisse bestimmt ist, wie sie bei den Gepäckwagen vorliegen, das aber auch für andere Zwecke passend ausgestaltet werden kann. Wegen seiner neuen, vom Hergebrachten stark ab- weichenden Einzelheiten, dürfte dieses System besondere Be- achtung verdienen. (Der elektrische Teil ist von Dr. K. Schmidt der C. Lorenz AG. entworfen, der Antrieb nach Angaben des Verfassers M. Breuer gebaut worden).

*) Vergl. Glasers Annalen. Jubiläums-Sonderheft vom Juli 1927, S. 119 ff.

Als Generator dient eine Wechselstrom-Mittelfrequenzmaschine, die weder Schleifringe noch Kollektor trägt. Der Antrieb wird vom Achslagerzapfen des Wagens abgeleitet und zwar unter Zwischenschaltung eines Stirnrad-

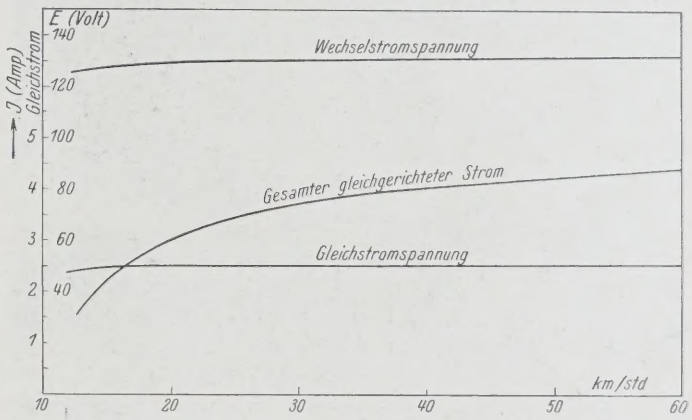



Abb. 1. Spannungsverlauf bei steigender Drehzahl.

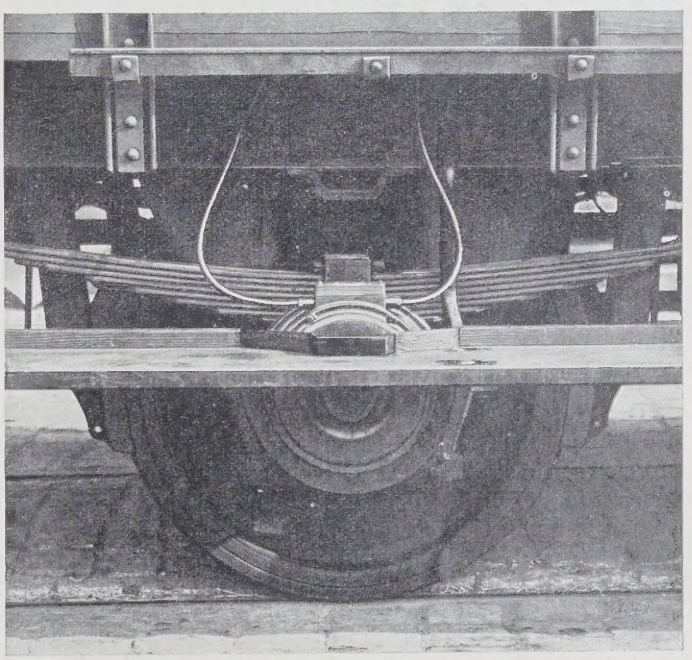


Abb. 2. Dynamo vor dem Wagenachslager.

vorgeleges mit Rutschkupplung. Der erzeugte Mittelfrequenzstrom wird über einen Transformator einem Glühkathodengleichrichter, der aus vier kleinen Röhren besteht, zugeführt. Der Gleichrichter arbeitet unmittelbar auf die Batterie und die Lampen.

Auf den ersten Blick erscheint die Erzeugung von Wechselstrom und seine nachträgliche Gleichrichtung als ein Umweg. Dieser erweist sich jedoch aus nachstehenden Gründen als durchaus gerechtfertigt.

Es sei hier daran erinnert, daß auch in den Ankerwicklungen der Gleichstrommaschinen Wechselströme entstehen, die erst durch den Kollektor für den Außenstromkreis gleichgerichtet werden. Bei dem Lorenz-System tritt der Glühkathodengleichrichter an Stelle des Kollektors. Während nun aber Kollektormaschinen ihre Polarität mit der Drehrichtung ändern, ist der vom Gleichrichter gelieferte Strom von der Fahrrichtung unabhängig. Damit entfallen die besonderen Polwechseleinrichtungen mit ihren Störungsmöglichkeiten.

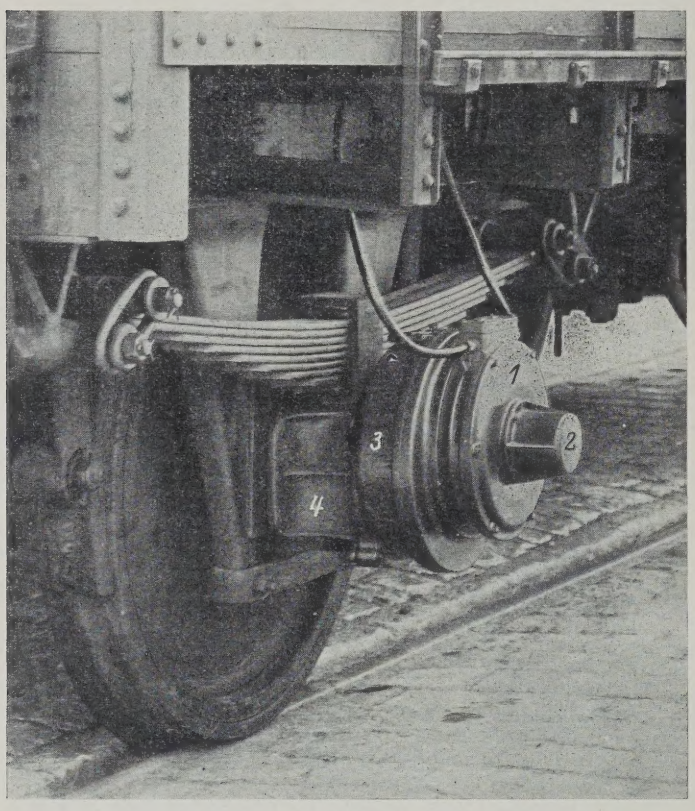



Abb. 3. Seitenansicht (Laufbretter abgenommen).
1 Dynamo
2 Fliehkraftschalter
3 Getriebekasten
4 Wagenachslager.

Auch der Fortfall des Kollektors ist sehr zu begrüßen. Die Einfachheit des Generators, dessen Rotor lediglich ein genutetes Blechpaket ohne Wicklungen ist, kann wohl nicht überboten werden.

Der Stator besitzt zwei Erregerspulen, die in der Maschine ein zweipoliges, im Raume feststehendes Feld erzeugen. In den Polen selbst sind Nuten untergebracht, in denen die Mittelfrequenzwindungen liegen. Die Wicklungen liegen also vollkommen fest und sind so bemessen, daß selbst ein dauernder Kurzschluß der Maschine nicht schadet. Der Rotor besitzt Zähne, die je nach ihrer augenblicklichen Stellung zu den Statornuten den Kraftlinienfluß durch die Windungen stärken oder schwächen und dadurch in letzteren die Mittelfrequenzströme induzieren. Die Frequenz beträgt bei der höchsten Fahrgeschwindigkeit etwa 800 Hertz.

Der höchst stabile Aufbau des wicklungslosen Rotors ermöglicht die Anwendung hoher Drehzahlen und damit eine sehr schmale und leichte Bauform des Generators. Der Generator wird von der Batterie aus fremd erregt. Um zwecklosen Verbrauch zu vermeiden, wird der Erregerstrom erst eingeschaltet, wenn die Dynamo bereits mit ausreichender Drehzahl läuft. Bei geringerer Drehzahl und Stillstand die Erregung abgeschaltet. Zur selbsttätigen Ausführu dieser Schaltungen dient ein sehr einfacher und betrieb sicherer Fliehkraftschalter — der einzige bewegliche Konta in der ganzen Anlage —.

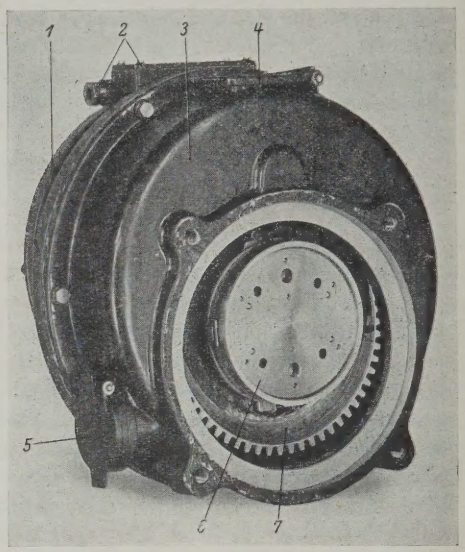



Abb. 4. Getriebekasten, Rückansicht.
1 Dynamo
2 Kabeleinführung
3 Getriebekasten
4 Schmierdeckel
5 Ölstandsanzeiger
6 Oldhamkupplung
7 Antriebszahnrad.

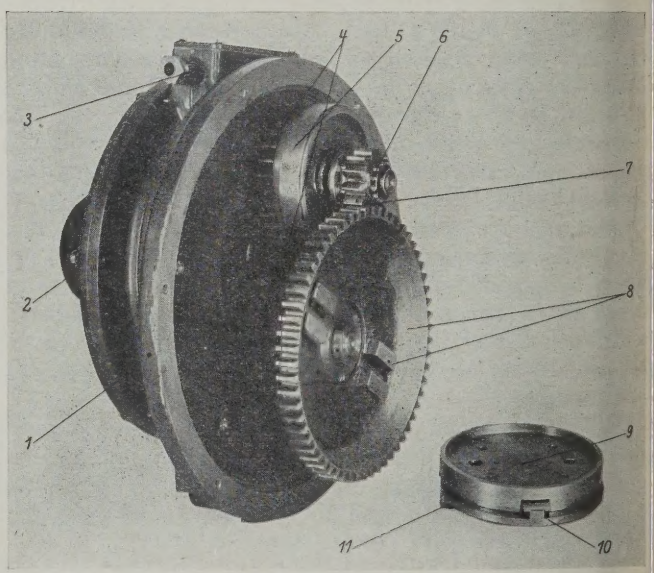



Abb. 5. Getriebe (geöffnet).
1 Dynamo
2 Fliehkraftschalter
3 Kabeleinführung
4 Zahnräder
5 Konuskupplung
6 Kugellager
7 Ritzel
8 Zahnrad mit Kupplungsklauen
9 Oldhamkupplung, Führungsplatte
10 Oldhamkupplung, Kupplungsscheibe
11 Mitnehmer.

In sehr eleganter Weise ist die Spannungsregelung b wechselnder Drehzahl gelöst: Durch passende Berechnung d Selbstinduktion im Wechselstromkreis ist es gelungen, d durch Erhöhung der Umlaufzahl entstehenden Spannung zuwachs nahezu vollständig abzudrosseln. Es ist dabei beachten, daß proportional mit der steigenden Drehzahl au die Frequenz des Wechselstromes — und damit die Drossw wirkung der Selbstinduktion — anwächst!

Zur Regelung der Spannung sind also auch keine beweg-
n Organe oder Kontakte vorhanden. Der Erfolg der
nungsregelung ist aus Abb. 1 klar ersichtlich.

Die Dynamo ist an einem gewöhnlichen Wagenachs-
an Stelle des Deckels befestigt und wird über ein zwei-
s Stirnradgetriebe in Umdrehung versetzt (s. Abb. 2 bis 5).
hen beiden Räderpaaren liegt eine Rutschkupplung,
en Zweck hat, plötzlich auftretende Stöße, wie sie beim
ifen der Räder infolge zu starken Bremsens oder beim

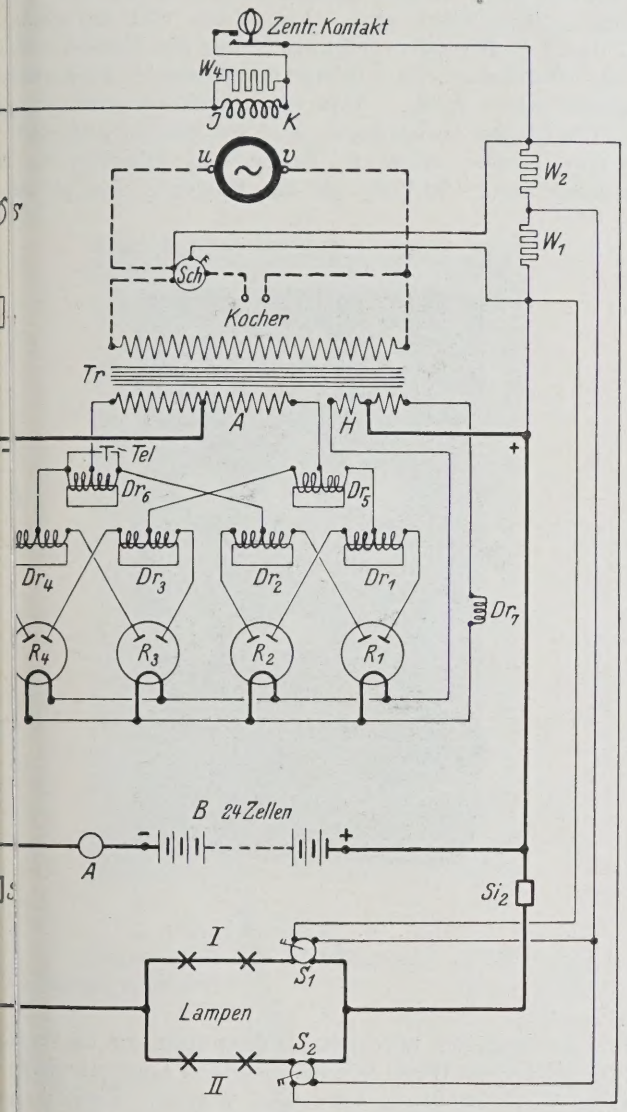



Abb. 6. Schaltbild.

rafahren an andere Wagen vorkommen können, abzu-
g. Die Getrieberäder nebst Rutschkupplung sind in
er Gehäuse gelagert, das den gleichen Zentrierrand besitzt
r normale Achslagerdeckel, so daß das Gehäuse nebst
na und mit der daran sitzenden Dynamo ohne weiteres an
ll des Achslagerdeckels angeschraubt werden kann. Dies
ei tert den nachträglichen Anbau ungemein. Bei der
er agung des Drehmoments vom Zapfen der Wagenachse
d im Gehäuse gelagerten Zahnräder ist zu beachten, daß
rel Abnutzung des Gleitlagers die Mitte des Zapfens ihre
ati e Lage zum Achslagerkasten und damit auch zu den
hn dern etwas ändern kann. Ferner hat der Zapfen auch
va Spiel in axialer Richtung. Um diese Änderungen der
ge eitigen Lage der treibenden und getriebenen Teile
sch dlich zu machen, ist zwischen beide eine Oldhamsche
pp ung geschaltet. Diese besteht aus zwei gekreuzten
Or n für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXVII. Band. 13. Heft 1930.

Schlittenführungen (s. Abb. 4 und 5) und gestattet ohne weiteres eine geringe Verlagerung der Achsen.

Der Achszapfen erhält an seiner Stirnseite eine Führungsplatte für die Kupplungsscheibe, die mit zwei Mitnehmern in das gegenüberliegende Kupplungsstück eingreift. Die gesamte Montage der Maschine an den Wagen besteht also nur darin, daß die Stirnseite des Wellenzapfens vier Schraubenlöcher für die Befestigungsschrauben der Führungsplatte erhält, worauf die Kupplungsscheibe eingesetzt und die Maschine auf den Zentrierrand des Achslagergehäuses gesetzt und mit vier Schrauben befestigt wird. Beim ersten Anbau an einen beliebigen aus dem Verkehr gezogenen Packwagen wurden für diese Arbeit nur zwei Stunden benötigt.

Das Gesamtgewicht der Maschine nebst Getriebe beträgt etwa 60 kg.

Dieses geringe Gewicht und der geringe Raumbedarf ermöglichte den Anbau vor Kopf des Achslagers (s. Abb. 3). Hierdurch wieder wurde der Fortfall des Riemenantriebes erreicht, der sonst bekanntlich häufige Störungen verursacht*).

Die Maschine ist vollkommen geschlossen, so daß keinerlei Staub oder Feuchtigkeit in das Innere dringen kann.

Das große Zahnrad taucht in den Ölsumpf des Achslagers und vermittelt die Schmierung der übrigen Getriebeteile.

Die Anlage arbeitet wie folgt:

Bei der Geschwindigkeit von etwa 8 km schließt der Zentrifugalkontakt (Abb. 7 und 8) die Erregerwicklung an die Batterie, die Maschine wird erregt und gibt sodann Wechselstromspannung. Der Transformator Tr (s. Schaltschema Abb. 6) liegt unmittelbar durch Vermittlung des Schalters Sch an den Klemmen U-V der Dynamo.

Parallel zur Erregerwicklung J-K liegt ein Widerstand $W_4$, der den Zweck hat, etwa auftretende Funken zu vermeiden. Im Schaltkasten selbst ist noch ein Vorschaltwiderstand $W_1$, $W_2$ angebracht, über den, wenn keine Lampen brennen, der Erregerstrom fließt; es wird also die Erregung der Maschine geschwächt und somit auch der Ladestrom der Anlage. Wird die Lampengruppe I mittels des Schalters $S_1$ an die Batterie angeschlossen, so wird zu gleicher Zeit der Widerstand $W_1$ kurzgeschlossen und das Feld verstärkt; ebenso schließt im Lampenkreis II der Schalter $S_2$ zu gleicher Zeit den Widerstand $W_2$. Sind also sämtliche Lampen eingeschaltet, so ist der gesamte Widerstand $W_1 + W_2$ kurzgeschlossen und die Maschine voll erregt. Dasselbe geschieht auch, wenn der Kocher eingeschaltet wird; es wird dann ebenfalls der Widerstand $W_1$ und $W_2$

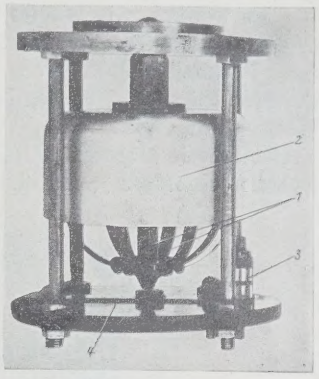



Abb. 7. Fliehkraftschalter in Ruhelage.
Federnde Reifen 1 drücken die Spindelspitze gegen die Feder 4, so daß der Kontakt bei 3 geöffnet ist.

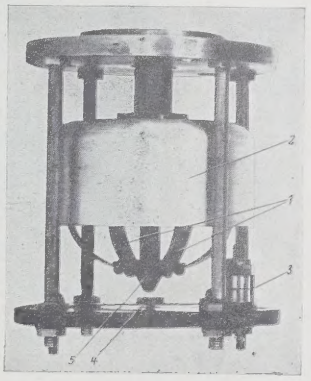



Abb. 8. Fliehkraftschalter bei raschem Lauf.
1 Federnde Reifen mit Schwunggewichten
2 Glocke zur Hubbegrenzung zu 1
3 Kontakt, geschlossen
4 Blattfeder mit Spurplättchen
5 Spindelspitze, abgehoben.

*) Der unmittelbare Anbau der Dynamo an den Achslagerkasten ist patentiert. D. R. P. 398333 und Auslandpatente.

über den Schalter Sch kurzgeschlossen und zugleich die Zuleitung zum Transformator unterbrochen (s. unten).

Der bei Beleuchtungsbetrieb an die Wechselstrommaschine angeschlossene Transformator Tr trägt die Anodenwicklung A und die Heizwicklung H für die Glühkathoden der Gleichrichterröhren. Damit die letzteren eine Gleichstromspannung von 50 V abgeben, muß die Anodenspannung des Transformators etwa $2 \times 70$ V betragen. Die Anodenwicklung wie die Heizwicklung ist in der Mitte angezapft und führt in üblicher Weise zur Batterie.

Es werden, wie bereits erwähnt, vier Gleichrichterröhren in Parallelschaltung verwendet (s. Abb. 9). Bekanntlich ist das Parallelschalten von Gleichrichterröhren nicht ohne weiteres möglich. Ermöglicht wird es hier in einwandfreier Weise durch Verwendung von Differentialdrosselspulen, die immer zwei Röhren miteinander zwangsweise verbinden, wobei nochmals $2 \times 2$ Röhren durch Differentialdrosseln ver-

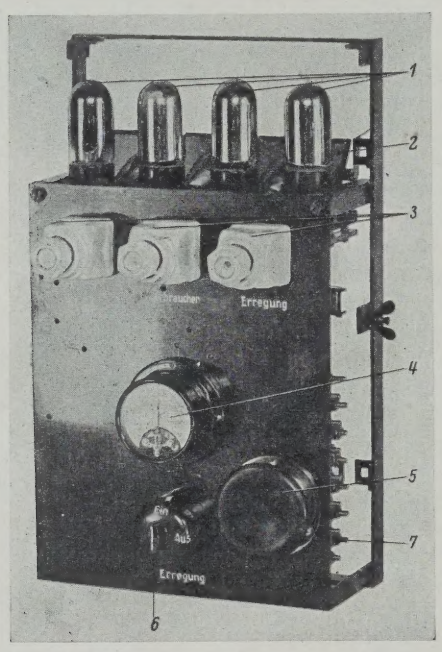



Abb. 9. Apparatetafel (Schutzkasten abgenommen).
1 Gleichrichterröhren
2 Spiegel
3 Sicherungen
4 Strommesser
5 Summer (künftig fortfallend)
6 Schalter
7 Klemmbrett.
Hinter der Tafel liegen die Drosselspulen und der Transformator.

bunden werden müssen. Die Verwendung mehrerer Röhren hat gegenüber der Verwendung nur einer Röhre folgende Vorteile:

1. Der Anschaffungspreis ist niedrig, da es sich um marktgängige Röhren handelt. (Preis eine Röhre rund 6,50 $\mathcal{RM}$. Der gesamte Röhrensatz kostet also nur etwa 26,— $\mathcal{RM}$.

2. Da die Normalröhren aufs höchste entwickelt sind, haben sie eine verhältnismäßig hohe Brenndauer; garantiert werden bei Maximallast 1000 Stunden; da sie im Durchschnitt weit unter der höchst zulässigen Belastung arbeiten, werden höhere Betriebsstundenzahlen erzielt.

3. Die Lagerhaltung ist bei Verwendung mehrerer Röhren billiger, da im allgemeinen höchstens zwei Röhren zur Reserve pro Anlage gehalten werden müssen.

4. Die Betriebssicherheit ist bei mehreren parallelgeschalteten Röhren eine höhere, da die Anlage auch beim Durchbrennen einer Röhre betriebsfähig bleibt. Mit dem gleichzeitigen Durchbrennen mehrerer Röhren braucht man praktisch nicht zu rechnen.

Im Schaltkasten (Abb. 10) sind Sehlöcher angebrac durch die man die Röhren beobachten kann. Alle Röhr sollen gleichmäßig arbeiten, was an ihrem Glimmlicht erkennen ist. Versagt eine Röhre, so ertönt ein Summer die Röhre muß dann durch eine neue ersetzt werden.

(Der Summer wird neuerdings nicht mehr gebrauch da die Differentialdrosselspulen selbst bei unsymmetrisch Belastung einen deutlich vernehmbaren Ton abgeben.)

Durch den im Schaltkasten angebrachten Schalter ka die Anlage außer Betrieb gesetzt werden, indem die Erreg leitung unterbrochen wird. Die Licht- und Erregerleitu sind durch Sicherungen geschützt. Für die Maschinenleitu ist ein besonderer Schutz infolge der Kurzschlußsicherheit d Maschine nicht nötig. Um die Gleichrichterröhren geg Erschütterungen zu schützen, sind sie federnd aufgestellt.

Wie bereits erwähnt, liefern die Gleichrichter ei Spannung von $\sim$ 50 Volt, die zur Speisung von je zwei

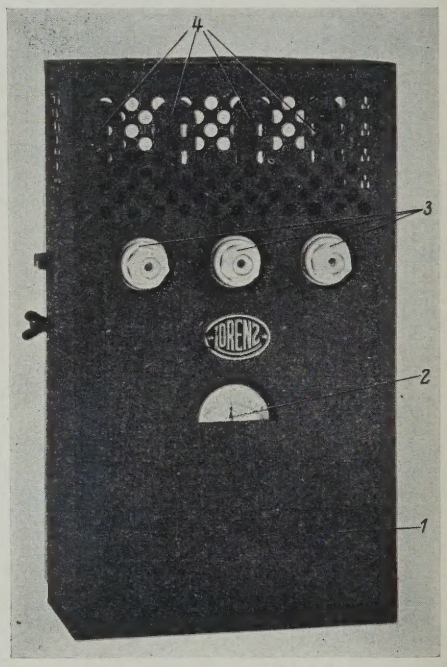
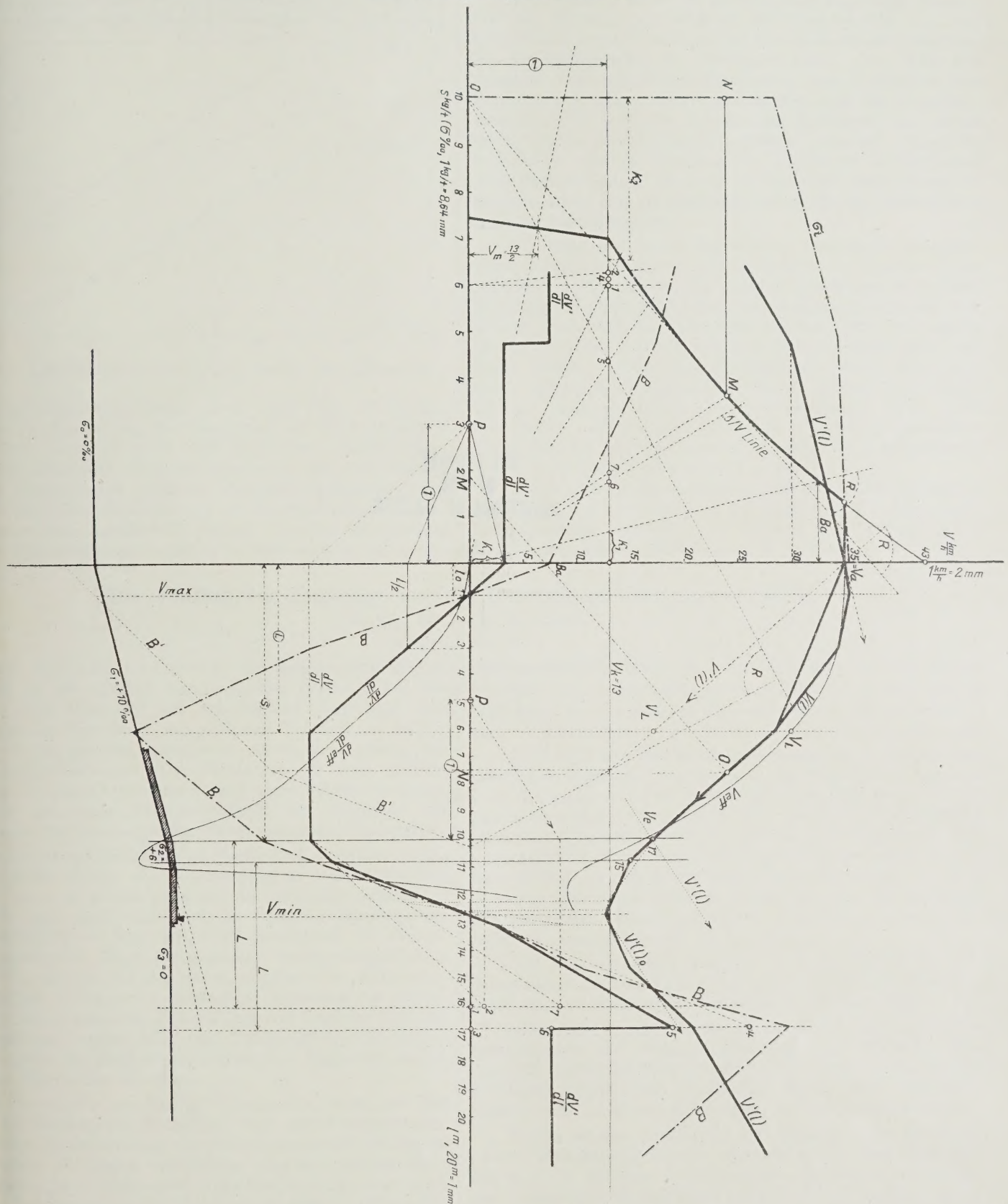



Abb. 10. Apparatekasten.
1 Schutzkasten (abnehmbar)
2 Strommesser
3 Sicherungen
4 Gleichrichterröhren.

Reihe geschalteten normalen Glühlampen zu 24 Volt a reicht. Auf diese Weise können dieselben Lampen wie für sonstige Zugbeleuchtung verwendet werden. Eine niedrige Spannung als 50 Volt am Gleichrichter zu wählen, erschi mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad des letzteren unzwec mäßig.

Beachtenswert ist nun noch der Betrieb der Kochplat Da die Kochplatte mit Absicht nicht von der Batterie a gespeist werden soll, ist auch eine Gleichrichtung ihres Betrie stromes nicht erforderlich. Man kann sie vielmehr unmittelb an die Klemmen der Wechselstrommaschinen anlegen. I Abzweigungsstelle liegt also noch vor dem Transformator u den Drosselspulen. Die oben beschriebene durch Dross wirkung erzielte Spannungsregelung, die zum Betriebe d Beleuchtung unerläßlich ist, fällt also beim Kochbetrieb fo Die Kochplatte erhält vielmehr bei wachsender Fal geschwindigkeit auch steigende Spannung. Sie ist so geba daß sie die höchste vorkommende Spannung und den dav abhängigen Strom aushält. Mit steigender Geschwindigk wächst die Leistung der Kochplatte bis über 1000 Watt (näheres s. Abb. 11). Bemerkenswert ist nun der Umsta

# Zum Aufsatz: Der Einfluß der Zuglängen auf die Fahrzeit bei Neigungswechseln.

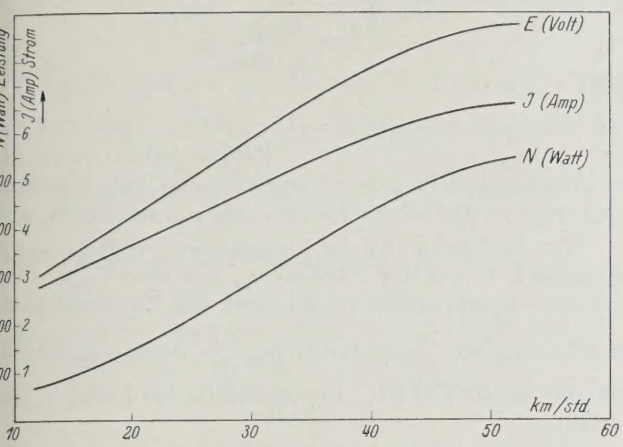



Verlag Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v F. Wirtz, Darmstadt.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

diese hohe Kocherleistung ohne Vergrößerung der Abmessungen des Generators möglich ist. Diese zunächst befremdende Tatsache erklärt sich aus folgendem Sachverhalt. Die Rücksicht auf ausreichende Batterieladung beim Fahrtrichtungsbetrieb führt zu der Forderung, daß der Generator schon bei relativ geringer Fahrgeschwindigkeit die zur Ladung




11. Leistungsschaubild für den Betrieb der Kochplatte.

ausreichende Spannung liefern muß. Auf dieser Forderung baut sich die Berechnung des Generators auf, der bekanntlich bei höherer Drehzahl nicht voll ausgenutzt werden kann. Durch Steigerung der Generatorspannung, die nun infolge höherer Drehzahl bei größeren Fahrgeschwindigkeiten von 30 km/std — also ohne Vergrößerung der Maschinenmaße — einsetzt, kommt dem Kochbetrieb zugute. (Für die Beleuchtung ist dieser Spannungszuwachs nicht in Wirksamkeit, da er, wie oben gezeigt, durch Drosselwirkung ausgeglichen wird.) Daß die Kochplatte bei höherer Geschwindigkeit besonders gut wirkt, wird das Personal bald merken und sich beim Anwärmen der Speisen und Getränke danach richten.

Die Schaltung ist bei der ersten Anlage so gewählt worden, daß die Beleuchtung während des Kochbetriebs von der Batterie aus gespeist wird, so daß der Gesamtmaschinenstrom für den Kochbetrieb zur Verfügung steht. Mit Hilfe des Schalters Sch wird beim Einschalten der Kochplatte der Transformator abgeschaltet; gleichzeitig wird der Vorschaltwiderstand $W_1 + W_2$ im Erregerkreis überbrückt und damit der Erregerstrom auf seinen Höchstwert gebracht. Durch die so erreichte kräftige Wirkung der Kochplatte ist die Dauer ihrer Beanspruchung nur kurz, so daß eine Erschöpfung der Batterie durch den geringfügigen Strom für die Beleuchtung nicht zu befürchten ist.

Der erste mit dieser Einrichtung ausgerüstete Gepäckwagen ist seit Anfang Juli 1929 in Betrieb und hat sich bisher gut bewährt. Die Ausrüstung weiterer zehn Wagen ist im Bau. Die einzige Änderung, die sich als zweckmäßig erwiesen hat, besteht darin, daß die Kochplatte mit dem Transformator in Reihe geschaltet und mit einem Überbrückungsschalter versehen wurde. Durch den Transformator fließt also jetzt auch während des Kochbetriebes Strom, so daß die Batterieladung hierdurch nicht unterbrochen wird. Wird nach Beendigung des Kochens durch den Überbrückungsschalter die Kochplatte kurz geschlossen, so steigt die Ladespannung etwas — aber nur unbedeutend — an.

Durch diese neue Schaltung wird die Batterieladung so verbessert, daß sie jetzt auch bei den besonders schwierigen Nahgüterzügen ausreicht, um während der Stillstandzeiten die Beleuchtung des Packwagens zu speisen.

## Der Einfluß der Zuglänge auf die Fahrzeit bei Neigungswechseln.

Von Ing. Dr. techn. **K. Koref.**

Hierzu Tafel 16.

Nach Prof. Lomonossoff (Lokomotivversuche in Amerika) ist der Einfluß der endlichen Zuglänge auf die Fahrzeit beim Übergang auf verschiedene Neigungen sehr geringfügig im Verhältnis zur gesamten Fahrzeit; er äußert sich in einem gewissen Zeitgewinn durch Verzögerung des Geschwindigkeitsabfalles beim Einfahren in eine größere Steigung und einem Zeitverlust beim Verlassen dieser Steigung, über den ohne Berücksichtigung der Zuglänge mit einem der bekannten Verfahren ermittelten Fahrzeiten.

Die zugehörige Zeichnung im Buche Prof. Lomonossoffs war nicht richtig; die Geschwindigkeit welche der Zug hat, wenn er gerade ganz auf die Steigung aufgefahren ist, strebt dann nicht wieder auf die Linie der theoretischen Geschwindigkeit — hier mit V'(l) bezeichnet — sondern bleibt beträchtlich höher, als wirkliche Geschwindigkeitslinie unter V'(l). Infolge des langsamen Abfallens der Anfangsgeschwindigkeit $V_a$ bis zum vollständigen Auffahren der ganzen Zuglänge, ferner wegen des Höherliegens von V auf der weiteren Steigungslänge, ergibt sich die Zulässigkeit längerer Steigungen oder die Möglichkeit, schwerere Züge mit Anlauf auf eine Rampe zu befördern.

Die Berechnung aus dem s/V Diagramm, wobei der Zug als Massenpunkt betrachtet wird, ergibt ungünstigere Ausnützung der Bewegungsenergie des Zuges. Besondere bei langen Güterzügen ergaben durchgeführte Probefahrten den Unterschied zwischen der üblichen theoretischen Berechnung der V'(l)-Linie und der wirklich gefahrenen Linie derart beträchtlich, daß z. B. über eine Rampe von $10\,^0/_{00}$ Steigung ein Zug von 940 t Wagengewicht mit einer Lokomotive gefördert werden konnte, während die Belastung für die Beharrungsgeschwindigkeit ($V_\varkappa$) nur 780 t wäre und theoretisch bei 940 t die Geschwindigkeit am Ende der Rampe gerade Null wird; bei den Fahrten tritt eine kleinste Geschwindigkeit von $\sim$ 10 km/h etwas hinter dem oberen Brechpunkte ein.

Zeigt sich also die Berücksichtigung des Einflusses der „endlichen Zuglänge" — entgegen der angeführten Ansicht Prof. Lomonossoffs — dennoch wünschenswert, so ist andererseits eine genaue Integration der Bewegungsgleichung unmöglich, eine schrittweise Integration sehr umständlich und von fraglichem Werte, falls nach langwieriger Rechnung herauskommt, daß der behandelte Fall nicht durchführbar ist. Ein einfaches Näherungsverfahren, dessen fallweise Wiederholung mit geänderten Annahmen keinen erheblichen Zeitaufwand erfordert, wäre daher gut verwendbar.

Prof. Lomonossoff bemerkt, „daß der Einfluß der endlichen Länge des Zuges gleichwertig ist einer allmählichen Veränderung der Steigung in den Grenzen der Zuglänge".

Diese Bemerkung führt nun zu einem sehr einfachen zeichnerischen und rechnerischen Näherungsverfahren. Der Zug wird hierbei als Massenpunkt an der Zugspitze angesehen, die Massenverteilung als gleichmäßig angenommen. Die Lokomotive kann allerdings nicht eigens berücksichtigt werden.

Wieder ist das Strahlsche s/V-Diagramm der Ausgangspunkt. Man berechnet nach irgendeinem der bekannten Verfahren, z. B. mit dem logarithmischen Sonderrechenschieber, den Verlauf der theoretischen Linie V'(l) und zeichnet sie in beliebigem Maßstabe für l (Meter) und V'(km/h) auf. Aus V'(l), welches für eine große Stufe (von der Anfangsgeschwindigkeit $V_a$ bis zur charakteristischen $V_\varkappa$ als geradlinig verlaufend

angenommen werden kann, ergibt sich der Tangens des Neigungswinkels von V'(l) zu

1) . . . . . $\operatorname{tg}\varphi = \frac{dV'}{dl} = \text{konst.} \quad (\gtrless 0).$

Für die Fahrt in der Steigung ist $\operatorname{tg}\varphi < 0$, V'(l) fällt. Nun gilt dieses $\frac{dV'(l)}{dl}$ erst von jenem Punkte der Rampe, wo sich eben der ganze Zug in der Steigung befindet; bezeichnen wir die Zuglänge in Metern mit L, so gilt die Beziehung

1) . . . . . $\frac{dV'}{dl} = \text{konst. erst von } l = L \text{ an.}$

Wir wollen die Rampensteigung mit $\sigma_1\,{}^0/_{00}$, die vorhergehende Neigung mit $\sigma_0$, die nachfolgende mit $\sigma_2$ bezeichnen. Dann läßt sich der allmähliche Übergang der Steigung von $\sigma_0$ zu $\sigma_1$ ausdrücken durch die Beziehung

2) . . . . . $\sigma_l = \sigma_0 + \frac{\sigma_1 - \sigma_0}{L} l.$

Wenn der Zug beim Einfahren in die Steigung $\sigma_1$ noch einen Zugkraftüberschuß zur Verfügung hat oder mit anderen Worten noch in Beschleunigung begriffen ist, so kommt dies im s/V-Diagramm durch die Ordinate $s_a$ kg/t bei der Geschwindigkeit $V_a$ zum Ausdruck, falls $\sigma_0 = 0$ ist, bzw. $s_a \pm \sigma_0$. Dann ist die ideale Steigung

2a) . . . . . $\sigma_l = (s_a \pm \sigma_0) + \frac{\sigma_1 - (s_a \pm \sigma_0)}{L} l.$

Auf dieser veränderlichen Steigung denken wir uns nun anstatt des Zuges den Ersatzmassenpunkt bewegt. Dann wird auch die Ableitung $\frac{dV}{dl}$ in den Grenzen $l = 0$ bis $l = L$ dem gleichen linearen Gesetze folgen; wir bezeichnen die absoluten Werte von $\frac{dV}{dl}$ für $l = 0$ und für $l = L$ mit $\varkappa_1$ und $\varkappa_2$ und erhalten.

3) . . . . . $\frac{dV}{dl} = \varkappa_1 - \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{L} l.$

$\varkappa$ ergibt sich aus der Grundformel für die Berechnung von V'(l) . . . . $\Delta l = \frac{\Delta V \cdot V_m}{0{,}12\,\Delta s_m}$ *)

zu $\frac{\Delta V}{\Delta l} = \frac{0{,}12\,\Delta s_m}{V_m}$; beim Übergange zur Grenze mit $\lim \Delta V \longrightarrow 0$, $\lim \Delta l \longrightarrow 0$ erhalten wir

4) . . . . . $\left(\frac{dV}{dl}\right)_{l=0} = \frac{0{,}12\,(s_a - \sigma_0)}{V_a} = \varkappa_1$

für $l \gtrless L$ wird

5) . . . . . $\left(\frac{dV}{dl}\right)_{l \gtrless L} = \frac{dV'}{dl} = \text{konst.} = \varkappa_2$

Für den ersten Abschnitt der Steigung, deren ganze Länge wir mit $S_S$ bezeichnen wollen, von $l = 0$ bis $l = L$ erhalten wir analytisch aus Gl. 3)

6) . . . . . $V = V_a + (\varkappa_1 - \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{2L} l) l$

und für $l = L$

7) . . . . . $V_L = V_a + \frac{\varkappa_1 + \varkappa_2}{2} L.$

Aus der theoretischen Linie V'(l) ergibt sich mit Gl. 5)

8) . . . . . $V'_L = V_a + \varkappa_2 L.$

Man findet die wirkliche Geschwindigkeit nach Ablauf der Zuglänge um den Unterschied

9) . . . . . $V_L - V'_L = \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{2} L$

größer.

*) Organ 1929, Seite 29.

Ist $\varkappa_1 > 0$, so erhält man aus

10) . . . . . $\frac{dV}{dl} = \varkappa_1 - \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{L} l_0 = 0.$

Die Stelle, an welcher die Geschwindigkeit, welche anfar noch ansteigt, wenn eine Anfangsbeschleunigung besteht, ihr Höchstwert erhält, ist:

11) . . . . . $l_0 = \frac{\varkappa_1}{\varkappa_1 - \varkappa_2} L$

und:

12) . . . . . $V_{max} = V_a + \frac{\varkappa_1^2}{2(\varkappa_1 - \varkappa_2)} L$

Die analytische Behandlung ist noch ziemlich umständlic rascher führt das zeichnerische Verfahren zum Ziele, s. Taf.

Man bestimmt aus der theoretischen V'(l)-Linie mit Hi des Poles P *1* (auf der l-Achse) $\varkappa_2$, aus dem Vorlauf von V vor dem Brechpunkte $\varkappa_1$, zeichnet die Zuglänge L ein u erhält den gebrochenen Linienzug $\frac{dV}{dl}$, dessen Integrallinie gesuchte Linie V(l) ist. Die Maßstäbe für l und V sind w kürlich.

Will man den Verlauf von V(l) bis $l = L$ genauer erhalt integriert man graphisch in kleineren Zwischenstufen deren erste bis $l = l_0$ reicht, falls $\varkappa_1 < 0$ ist. Begnügt man s mit der Feststellung von $V_L$, so erhält man V(l) bis $l = L$ einfa als Integrallinie für das ganze Intervall von $l = 0$ bis $l =$ dies entspricht der Einschaltung einer Steigung von

$$\sigma_{l_m} = \frac{(s_a - \sigma_0) + \sigma_1\,{}^0/_{00}}{2} \text{ von } l = 0 \text{ bis } l = L.$$

Im Abschnitte II ist $V(l) \parallel V'(l)$ um den Unterschi $V_L - V'_L$ höher. So erhalten wir die Geschwindigkeit am ober Brechpunkte $V_e$.

Im Abschnitte III wird wieder $\varkappa_3$ aus V'(l) bestimmt u angenommen, daß sich $\varkappa_1$ auf Zuglänge linear auf $\varkappa_3$ ände Diese Gerade gibt im Schnittpunkte mit der l-Achse d Ort der kleinsten Geschwindigkeit $V_{min}$, welche zeichneris wieder leicht gefunden wird.

Kommen Neigungen von geringerer Länge als $L^m$ v so gilt die Übergangsgerade natürlich nur bis zum Er dieser kurzen Neigung; von da an wird mit der nächst Neigung weiter gezeichnet. Ist $V_l \leqq V_\varkappa$, muß zuerst $\frac{dV'}{dl}$ $V < V_\varkappa$ bestimmt werden; die Übergangsgerade gilt da bis wieder $V_\varkappa$ erreicht ist; von da ist $\frac{dV'}{dl}$ für $V > V_\varkappa$ gült

Nach diesem Verfahren würden sich die Ergebnisse letzten Beispiele im angeführten Werke Prof. Lomonosso im günstigen Sinne ändern.

Die Zeit erhält man am raschesten aus der Beziehu

$$\Delta t = 0{,}06\,\frac{\Delta l}{\Delta V} \text{ Minuten.}$$

Das Verfahren ist hiermit vollständig durchgefüh Trotzdem soll noch der nähere Zusammenhang mit d s/V-Diagramm behandelt werden, weil dabei auch die schleunigung in Erscheinung tritt und ein Problem technischen Mechanik ohne diese nicht vollständig behand erscheint.

Die Festlegung der V'(l)-Linie ohne Berücksichtigung Zuglänge nach dem zeichnerischen Verfahren von Lipet (siehe Lomonossoff) kann für unsere Aufgabe entsprech umgestaltet werden; man hat dann ein rein zeichneris

*) Aus dem Jahre 1911; Strahls Verfahren ist mit dies wesensgleich, das s/V-Diagramm ist hierbei um 90° gedreht, daß das Ziehen der Normalen nach Lipetz den Parallelen n Strahl entspricht.

hren zur Beantwortung der Frage nach dem Einfluß ndlichen Zuglänge.

Die Beschleunigung ist (s. o.):

$$B\ km/h^2 = V\frac{dV}{dl} = 0{,}12\ \Delta s_m.$$

$$b\ m/sk^2 = \frac{B}{3.6^2} = \frac{\Delta s_m}{108}.$$

ie Beschleunigung $V\frac{dV}{dl}$ ist aber auch gleich der Sub- len der Linie V(l)*). Lipetz zeichnet für eine Stufe $\Delta V$ trahl vom Ursprung bzw. von $\sigma^0/_{00}$ zum Punkte $\Delta s_m$ er Kurve des s/V-Diagramms, V ist dann senkrecht esem Strahl.

ie rechtwinkligen Dreiecke zwischen V, l und $V\frac{dV}{dl}$ = bnormale und dem erwähnten Strahl vom Ursprung V-Diagramms bzw. von $\sigma^0/_{00}$, der V-Achse und $\Delta s_m$ O) (vergl. Taf. 16) sind gleich, wenn zwischen den äben von V...$\alpha$, l...$\beta$ und s...$\gamma$ die Beziehung besteht:

$$\beta = \frac{108\,\alpha^2}{\gamma}.$$

ird im Abstande *1* im s/V-Diagramm eine Parallele ezogen, so schneiden die Strahlen zu den Punkten der auf ihr die Größe $\frac{dV'}{dl}$ $\left(\frac{\Delta V'}{\Delta l}\right)$ ab. Die Winkel $\varphi$ en Strahl und Wagrechter ändern sich, während der die Steigung einfährt. $\omega = \frac{dV}{dl}$ hat richtigerweise die sion $\frac{1000}{h}$, d. h. die einer Winkelgeschwindigkeit.

ie veränderliche ideale Steigung zwischen $V_a$ und $V_L$ das s/V-Diagramm eingezeichnet. Die mittlere ideale ng ist wieder $\sigma_{i_m} = \frac{s_a - \sigma_0 + \sigma_1}{2}$.

an entnimmt der Zeichnung, mit welcher Annäherung s konstant angesehen werden kann. Das Anlaufproblem sonders für große Steigungen Bedeutung, andererseits ür kleinere Steigungen und entsprechend größere Be- ; — das s/V-Diagramm ist dann niedriger — die An- ng ebensogut.

der Abbildung ist maßstäblich die Aufgabe dargestellt, den Anlaß zu dieser Arbeit gab.

urch die Streckenverhältnisse ist die Höchstlast für üge für die regelmäßig verwendete Güterzuglokomotive t bestimmt; zwei Lokomotiven befördern den Zug in ngen Steigung von $15^0/_{00}$ mit der Beharrungsgeschwindig- =13 km/h. Voraus geht eine Strecke von Horizontalen, n Gefällen und einer Steigung von $10^0/_{00}$ in einer Länge 20 m, an die Hauptsteigung schließt sich eine kurze g von $6^0/_{00}$ und 80 m Länge, und eine Horizontale von Länge in die Station. Es können erfahrungsgemäß unter günstigen Umständen Züge von 940 t mit einer Lokomotive über die Rampe befördert werden, wobei bei einer Einlaufgeschwindigkeit von $V_a = 35$ km/h, eine kleinste Geschwindigkeit von $V_{min} \simeq 10$ km/h eintritt. Ohne Berücksichtigung der Zuglänge wäre dies unmöglich, die Geschwindigkeit fällt auf Null am Ende der langen Steigung. Es wird also eine zweite Lokomotive, die nur wegen 210 t Überschreitung beigegeben werden müßte, erspart.

Die beste der bei den Probefahrten erzielten V-Linien ist nebst ihrer Differentialkurve eingezeichnet. Der Unterschied gegenüber der konstruierten Linie ist aus der Unmöglichkeit, das theoretische s/V-Diagramm bei der Fahrt zu befolgen und aus der nie gleichförmigen Massenverteilung im Zuge zu erklären.

Für Güterzüge in der fraglichen Strecke und Fahrtrichtung kommt ein durchschnittliches Gewicht von 1,5 t je Meter in Betracht; die Länge eines 940 t-Zuges beträgt 620 m.

Auf dem Wege L = 620 m in der Steigung wird ein Geschwindigkeitsgewinn von $\sim 58\,\%$ gegenüber dem üblichen Verfahren festgestellt; der Zeitgewinn beträgt $\sim 16\,\%$ bis l = L und er nimmt noch zu, während der Zug die Rampe bewältigt. Der Gewinn an Belastung beträgt $\frac{210}{730}\,100 \simeq 29\,^0/_0$.

Die Vernachlässigung der kurzen Übergangssteigung von $6^0/_{00}$ ergibt die punktierte V-Linie; es wurde die Geschwindigkeitsstufe von $V_l = 17$ km/h bis 30 km/h gewählt und man erhält im Punkte $l = S + L^m$ nun nicht genau 30 km/h. Der nur geringfügige Unterschied könnte durch Wiederholung des Verfahrens mit einer Stufe V = 17 bis 28 km/h verbessert werden, er ist jedoch ohne besonderen Einfluß auf das Ergebnis.

Zum Schlusse noch eine Bemerkung über die Beschleunigungskurve B: V (l) ist ein gebrochener Linienzug, so daß B als Subnormale gezeichnet an jedem Eckpunkte einen Sprung aufweisen würde. Bestimmen wir zeichnerisch B aus $B : \frac{dV}{dl} = V : 1$, so entspricht B der richtigen Subnormalen als Projektion der zur Tangente der V(l)-Kurve senkrechten Normalen.

Schließlich ergibt sich bei gegebener Zuglänge als genügende Näherung die Abänderung des Streckenprofiles, indem man vom unteren Brechpunkte mit einer mittleren Steigung $\sigma_{i_m} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$ in der Länge L rechnet, dann die volle Rampensteigung anschließt, worauf vom oberen Brechpunkte an wieder eine mittlere, $L^m$ lange, Steigung $\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$ angenommen wird; für die volle Steigung bleibt die Länge $S - L^m$ übrig.

Mit Rücksicht auf Witterungseinflüsse, veränderliche Zugwiderstände, Zustand der Lokomotive und nicht immer der theoretischen Forderung entsprechende Führung der Lokomotive empfiehlt es sich eine kleine Vergrößerung der Anfangsgeschwindigkeit zuzulassen; hierbei ist bei handgebremsten Zügen zu beachten, daß das Bremsverhältnis auch bei der höheren Geschwindigkeit den Vorschriften entspricht.

*) Vergl. Organ 1924, Seite 119.

# Berichte.

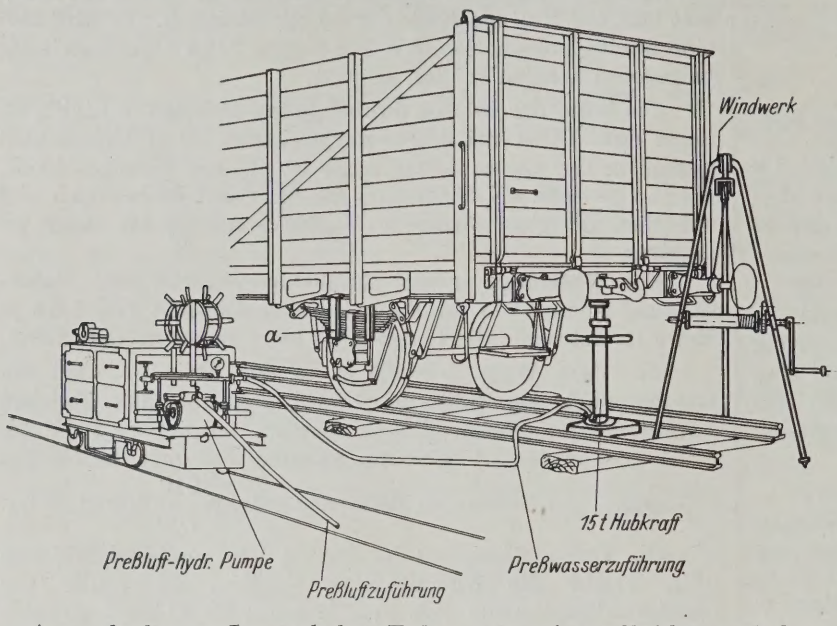
## Werkstätten; Stoffwesen.

### etriebene Anhebevorrichtung für die Güterwagenausbesserung in Bahnbetriebswerken.

ei der Ausbesserung der Güterwagen in Bahnbetriebswerken fach ein Anheben der Wagen mindestens auf einer Seite Auswechseln von Tragfedern, Wiederherstellung heißgelaufener Lager, Auswechseln von Radsätzen usw. notwendig. Die Verwendung von Zahnstangenwinden, wie dies vielfach noch geschieht, ist zeitraubend, auch vom Standpunkt der Sicherheit aus nicht unbedenklich.

Inzwischen ist für Einhebungszwecke das vorzügliche kraft-

betriebene Gerät der Maschinenfabrik „Deutschland" geschaffen worden*). Es lag nahe, dieses Gerät auch bei der raschen Wiederherstellung von Güterwagen anzuwenden. Bei einem Betriebswerk der Reichsbahndirektion Essen wird diese Anwendung mit gutem Erfolg durchgeführt. Wie die Abbildung zeigt, ist die druckluft-




Auswechseln von Lagerschalen, Federn usw. mit preßlufthydraulischer Vorrichtung und Auswechseln von Puffern.

betriebene Preßpumpe in eine fahrbare Werkbank eingebaut. Diese besteht aus einem Rahmen aus Winkel- und T-Eisen, die teils genietet, teils zusammengeschweißt sind. Die Werkbank ruht auf zwei Doppel-T-Trägern, die die Lager, bzw. die Achsen des Wagens aufnehmen. Die fahrbare Werkbank enthält ausziehbare Fächer zur Aufnahme des erforderlichen Werkzeugs und der am meisten gebrauchten Ersatzteile, wie Splinte, Schrauben, Unterlagsscheiben usw. Durch die Mitführung dieser Ersatzteile und Werkzeuge werden unnötige Wege zum Ersatzteillager und zur Werkzeugausgabe erspart. Ein Schraubstock ermöglicht es, kleinere Arbeiten an Ort und Stelle ausführen zu können. Die Einzelteile der preßlufthydraulischen Vorrichtung wie Wasserbehälter, Schläuche für Luft und Preßwasser und Gestell zur Aufnahme von Unterlagklötzen sowie der hydraulische Hubzylinder sind übersichtlich angebracht, so daß die Vorrichtung rasch in Betrieb gesetzt werden kann. Der hydraulische Hubzylinder ist mit einer großen Fußplatte versehen, um ein Eindrücken in die Unterlage (Erdreich) und das Unterlegen von Holzbohlen möglichst zu vermeiden. Vorteilhaft wird zwischen zwei Ausbesserungsgleisen ein Feldbahngleis gelegt, auf dem die fahrbare Werkbank läuft. Die schadhaften Wagen bleiben an Ort und Stelle stehen, das Umstellen bzw. Zuführender Schadwagen zu den festen Ausbesserungsständen wird erspart. Neben dem Feldbahngleis liegt eine Preßluftleitung, die zu bremstechnischen Untersuchungen dient und in die alle 20 m ein Entnahmestutzen eingebaut ist. Die preßlufthydraulische Vorrichtung kann an diese Leitung angeschlossen werden.

Der Hubzylinder hat eine Hubkraft von 15 t, so daß sowohl leere wie auch beladene Güterwagen leicht angehoben werden können. Die Hubkraft kann aber auch durch Auswechseln des Hubzylinders (größerer Kolbenquerschnitt) beliebig erhöht werden. Bevor die Güterwagen auf einer Seite angehoben werden, wird die gegenüberliegende Achse festgelegt, damit ein selbsttätiges Verfahren des Wagens ausgeschlossen ist. Am Fuße des Hubzylinders ist in die Preßwasserleitung ein Ve eingeschaltet. Nachdem der Wagen angehoben ist, wird di Ventil abgesperrt, um jede Unfallgefahr auszuschließen. Die Bild mit „a" bezeichneten Klammern verhüten beim Hochnehm ein Umkippen der Federn.

Auf einem besonderen Anhänger können schw Ersatzteile wie Puffer, Federn usw. untergebracht werd so daß unnötige Wege fast ausgeschlossen sind. zusammenklappbares Windwerk gestattet das He nehmen schwerer Teile. Reichsb.-Baum. Putz

## Normalisieren von Stahlblechen.

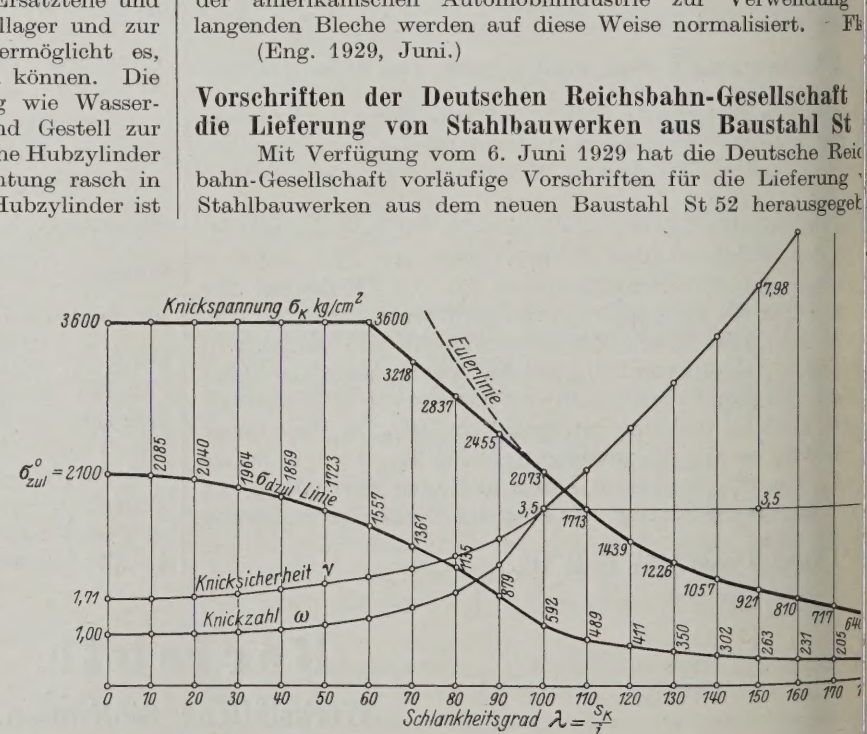
Das Normalisieren von Stahlblechen, d. h. das A glühen derselben bei ungefähr 950° nach dem Walzpro zur Vergleichmäßigung des aus verschieden großen unregelmäßigen Ferritkörnern mit teilweisem Auftre von Zementit an den Korngrenzen bestehenden Gefü wurde bisher so vorgenommen, daß die Bleche in Pake im Ofen erhitzt wurden, woran sich dann der Abkühlu prozeß in oder außerhalb des Ofens anschloß. Durch d Methode konnte jedoch eine gleichmäßige Temperatu allen Punkten der Bleche untereinander nicht erre werden, weshalb auch oft ein gleichmäßiges Gefüge damit gute mechanische Eigenschaften nach dem A glühen fehlten. Die mikroskopische Untersuchung z vielmehr, daß trotz dieser Wärmebehandlung die Fer körner teilweise sehr groß und die Verteilung des Pe unregelmäßig ist. Dazu kommt, daß die Zeit, in ein solches Blechpaket ausgeglüht wird, sich auf ungef 32 Stunden beläuft.

In den Walzwerken der Vereinigten Staaten g man daher dazu über, das Ausglühverfahren am laufen Band vorzunehmen; die Bleche werden einzeln o höchstens zu dritt oder viert in ungefähr 8 Minuten durch o mit einer Anwärm- und Abkühlungskammer ausgestatteten O gezogen. Die Brenner liegen an beiden Seiten der Bahn v ermöglichen eine gleichmäßige Erwärmung der Bleche.

Selbsttätige Temperaturkontrolle und Vorsorge zur V hinderung der Oxydation der Bleche, teilweise durch Einhal eines höheren Druckes im Ofen, sind vorgesehen. 90 % der der amerikanischen Automobilindustrie zur Verwendung langenden Bleche werden auf diese Weise normalisiert. Fk (Eng. 1929, Juni.)

## Vorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft die Lieferung von Stahlbauwerken aus Baustahl St

Mit Verfügung vom 6. Juni 1929 hat die Deutsche Reic bahn-Gesellschaft vorläufige Vorschriften für die Lieferung Stahlbauwerken aus dem neuen Baustahl St 52 herausgegeb




Knickspannungslinie, $\sigma$ d zul Linie, Knicksicherheit $\nu$ und Knickzahl $\omega$ für St 5

Für die Güteprüfung des Baustahls St 52 und seine V arbeitung gelten die vorläufigen Fertigungsvorschriften für Eis bauwerke der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Eine

*) Organ 1927, Seite 405; vergl. auch Organ 1925, Seite 242, wo eine unmittelbar mit Preßluft betriebene, jedoch ortsfeste Einrichtung beschrieben ist.

e chemische Zusammensetzung ist für St 52 nicht vor-
eben. Bei Dicken von 18 mm soll jedoch der Kohlen-
halt 0,2%, bei größeren Dicken 0,25% nicht überschreiten.
tahl muß sich für Schmelzschweißung eignen und soll
hst widerstandsfähig gegen Rost sein. Als Spannung an
reckgrenze wird als Abnahmebedingung bei Dicken bis
einschließlich $\sigma_S = 36$ kg/mm², bei größeren Dicken =
g/mm² verlangt. Als Streckgrenze ist bei scharfer Aus-
g die Spannung verstanden, bei der trotz zunehmender
nderung die Kraftanzeige unverändert bleibt oder zurück-
Ist die Streckgrenze nicht scharf ausgeprägt, so gilt jene
ng als Streckgrenze bei der die bleibende Dehnung 0,2%
sprünglichen Meßlänge beträgt. Bei Dicken bis 18 mm
ießlich muß die Bruchspannung $\sigma_B$ 52 bis 62 kg/mm²,
ßeren Dicken 52 bis 64 kg/mm² betragen. Bei Rundeisen
ineren Profilen wird $\sigma_B$ von 50 kg/mm² nicht beanstandet.

uchdehnung $\delta$ $\left(=\frac{\text{Verlängerung } \Delta l}{\text{ursprüngliche Meßlänge } l_0} \cdot 100\,\%\right)$ muß
angen Proportionalstab mindestens 20% längs der Walz-
g betragen. Bei Teilen, die auch quer zur Walzrichtung
g oder Druck beansprucht werden, wie z. B. bei Knoten-
h muß die Dehnung beim langen Proportionalstab in der
chtung mindestens 20% und quer dazu mindestens 18%
n. Beim kurzen Proportionalstab müssen die Dehnungs-
m 20% höher sein.

um Faltversuch sind Flachstäbe von möglichst 30 bis
Breite oder Rundstäbe unter der Presse kalt um einen
dessen Durchmesser gleich der Dicke des Probestabes
zu einem Winkel von 180° zu biegen. Die Probe gilt als
ngsgemäß, wenn kein Anbruch auf der Zugseite auftritt,
unter 5 mm Dicke müssen sich kalt nach jeder Richtung
arf zusammenbiegen lassen ohne Anrisse auf der Zugseite
mmen. Bei Niet- und Bolzenstahl muß die Scherfestigkeit
n 36 und 48 kg/mm² liegen. Ein Stück Nietstahl dessen
gleich dem doppelten Durchmesser ist, soll sich im warmen
wendung entsprechenden Zustand bis auf die Hälfte seiner
zusammenstauchen lassen, ohne Risse zu zeigen.

ei der Entwurfsbearbeitung ist für St 52 ein Elastizi-
3 von 2100000 kg/cm² anzunehmen. Gelingt es bei Brücken
die geltenden Bestimmungen der Deutschen Reichsbahn-
haft über die Durchbiegung und Überhöhung (siehe
ungsgrundlagen für eiserne Eisenbahnbrücken) einzu-
so ist die Überhöhung der Hauptträger so zu wählen,
möglichster Ausnützung der zulässigen Beanspruchungen
rchbiegung unter der Wagrechten mit Rücksicht auf das
en der Betriebsmittel das Maß von 1/1800 der Stützweite
iberschreitet. Die zulässigen Spannungen bei Druck-
können für den Baustahl St 52 um 50% höher gewählt
als für Flußstahl St 37.

ie Knickspannungslinie, die $\sigma_d$ zul.-Linie, die Linie der Knicksicherheit $\nu$ und der Knickzahl $\omega$ für St 52 gehen aus der Abbildung, die $\omega$-Werte aus der Tabelle hervor.

Knickspannungen $\sigma_K$ und Knickzahlen $\omega$

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| B a u s t a h l St 52 $\sigma_S = 3600$ kg/cm² $E = 2100000$ kg/cm² | | | |
| Schlankheitsgrad $\lambda = \frac{s_K}{i}$ | Knickspannung $\sigma_K$ $\lambda \leqq 60$; $\sigma_K = 3600$ $\lambda \geqq 60 \leqq 100$ $\sigma_K = 5890{,}5 - 38{,}175\,\lambda$ $\lambda \geqq 100$; $\sigma_K = \frac{20726000}{\lambda^2}$ kg/cm² | Knickzahl $\omega = \frac{\sigma \text{ zul}}{\sigma_d \text{ zul}}$ | $\frac{\Delta \omega}{\Delta \lambda}$ |
| 0 | 3600 | 1,00 | 0,001 |
| 10 | | 1,01 | 0,002 |
| 20 | | 1,03 | 0,004 |
| 30 | | 1,07 | 0,006 |
| 40 | | 1,13 | 0,009 |
| 50 | | 1,22 | 0,013 |
| 60 | | 1,35 | 0,019 |
| 70 | 3218 | 1,54 | 0,031 |
| 80 | 2837 | 1,85 | 0,054 |
| 90 | 2455 | 2,39 | 0,116 |
| 100 | 2073 | 3,55 | 0,074 |
| 110 | 1713 | 4,29 | 0,082 |
| 120 | 1439 | 5,11 | 0,089 |
| 130 | 1226 | 6,00 | 0,095 |
| 140 | 1057 | 6,95 | 0,103 |
| 150 | 921 | 7,98 | 0,111 |
| 160 | 810 | 9,09 | 0,111 |
| 170 | 717 | 10,2 | 0,130 |
| 180 | 640 | 11,5 | |

St 52 wird wie folgt gekennzeichnet: Jedes Stab- und Formeisen erhält nach dem Warmsägeschnitt einen Stempel St 52 und nach dem Erkalten einen durchgehenden Farbstreifen aus silberglänzender Aluminiumfarbe. Bleche erhalten gleichfalls im warmen Zustand einen Stempel St 52 und nach dem Erkalten im Abstande von rund 1 m Farbkreise aus silberglänzender Aluminiumfarbe. Der Nietstahl wird vor Kopf mit silberglänzender Aluminiumfarbe gekennzeichnet. Dl.

# Lokomotiven und Wagen.

## ßlftschmiervorrichtung für Radreifen Bauart Rößger.*)

ie in der Abb. 1 dargestellte Vorrichtung besteht aus
durch Preßluft betriebenen Düsensystem. Die Druckluft,
n Hauptluftbehälter der Lokomotiven entnommen wird,
rch die Düsen a und b geleitet und erzeugt in dem Hohl-
und in dem Schnüffelrohr d einen weiteren Luftstrom,
Luft der Atmosphäre entnommen wird, er befördert das
öl aus dem Rohr e in den Hohlraum c, aus dem es durch
uckluftstrom an die zu schmierende Stelle geworfen wird.
nessungen und die gegenseitige Anordnung der Düsen sind
offen, daß der Luftstrom geschlossen bleibt, um die ge-
te Saugwirkung zu erzielen. Um Schmutzeinfall in das
elrohr zu verhindern, ist die Mündung nach unten ab-
. Der Luftbedarf ist äußerst gering und die Vorrichtung
schon bei 1,5 atm Überdruck. Die Zuführung des Öls
Rohr e geschieht mittels Schmierdochten, die nach Bedarf
iert werden können.

s Schmiermittel wird Abfallöl verwendet, wie es von Achsbüchsen z. B. anfällt. Der Ölverbrauch ist sehr gering, er beträgt bei guter Schmierung 0,1 g/km und Vorrichtung.

Die Vorrichtung ist unabhängig von der Witterung. Sie arbeitet selbst im Winter bei 30° Kälte und starkem Schneefall einwandfrei. Die ganze Unterhaltungsarbeit besteht lediglich darin, daß ungefähr alle vier Wochen eine leicht zu bewerkstelligende Spülung mittels Putzöl erfolgt, um die unvermeidlichen Rückstände, die das Abfallöl mit sich führt, herauszuschwemmen.

Die Vorrichtung wird z. B. an Lokomotiven der Gattung Gt 55.13 der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft auf der Strecke Schiltach — Schramberg mit gutem Erfolg verwendet (vergl. Abb. 2). Die Vorder- und Hinterachsen dieser Lokomotiven sind seitlich verschiebbar und naturgemäß besonders starker Abnützung unterworfen. Die genannte 9 km lange Strecke ist normalspurig, läuft dem sehr engen Schiltachtal entlang, weist fast ausnahmslos Kurven von R = 100 m auf, in die überall Leitschienen eingebaut sind. Seit dem mehr als vor zwei Jahren erfolgten Einbau der Schmiervorrichtung an diese Lokomotiven wurde der Verschleiß der Spurkränze derart abgemindert, daß die Lokomotiven im Verhältnis zu früher sehr hohe Kilometerzahlen aufweisen, und zwar bis zum

D. R. P. Nr. 455, 503.

dreifachen Betrag. Der Erfolg der Schmierung macht sich auch bei den übrigen Rädern der Lokomotiven und denen der übrigen Fahrzeuge, die ständig auf der Strecke verkehren bemerkbar. Zweifellos ist die Schmierung auch für den Oberbau von erheblichem Wert. Schleudern der Lokomotiven, wie man dies vermuten könnte, tritt nicht ein.

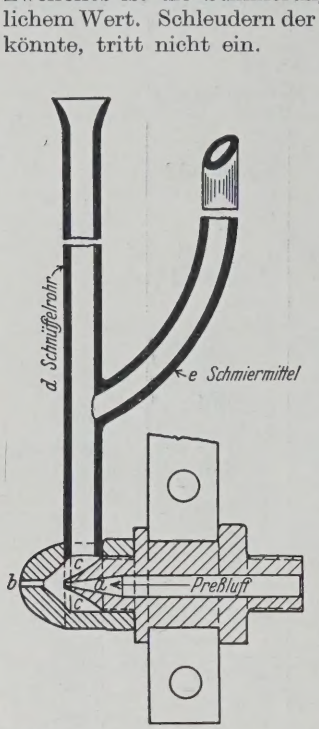



Abb. 1. Schnitt durch die Vorrichtung.

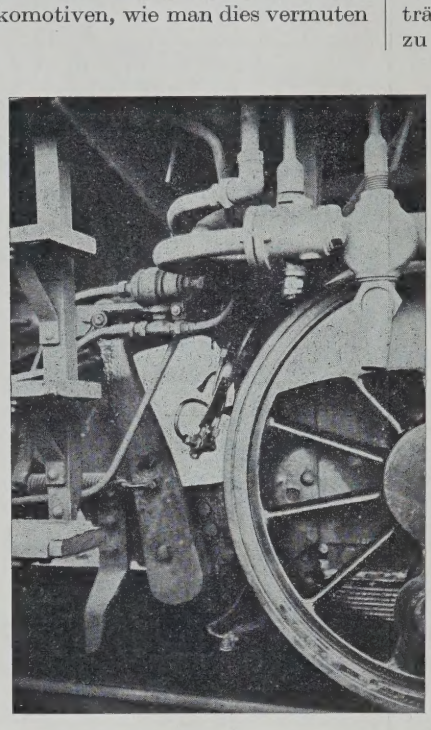


Abb. 2. Anbringung der Vorrichtung an einer Hinterachse einer Gt 55 [13] Lok.

Durch die oben angeführten Leitschienen wurden die Spurkränze auch auf ihrer Innenseite stark in Mitleidenschaft gezogen. Durch geeignete Einstellung der Spritzdüsen (wobei Innen- und Außenseite der Spurkränze bestrichen wurde) war es möglich, auch hier bedeutende Besserungen zu erzielen.

Die Vorrichtung kann auch zur Schmierung von Zahnrädern, Schneidewerkzeugen, Gleitbahnen, Zahnstangen u. dergl., verwendet werden.

## Stahl- oder Holzwagen.

Im Bulletin du Congrès des Chemins de Fer Nr. 5, 1929 wird die Antwort veröffentlicht, die die belgischen und französischen Eisenbahnen zum Artikel VIII des Fragebogens der 11. Sitzung der Internationalen Eisenbahnvereinigung gegeben haben. Dieser Fragebogen stellt verschiedene Fragen über die Stahlwagen und ihren Vergleich mit den Holzwagen. Zu den Fragen wird folgende Stellung genommen:

Die Zweckmäßigkeit der Stahlkonstruktion wird einstimmig von den belgischen und französischen Eisenbahnverwaltungen anerkannt. Die Gründe für diese Auffassung sind die erhöhte Widerstandsfähigkeit der Stahlwagen gegen schwere Stöße, der ruhige Lauf infolge der festeren Konstruktion und die leichte Verwendbarkeit genormter Einzelbauteile.

Die Baubestrebungen bei den Stahlwagen zielen darauf ab, an Stelle eines ursprünglich leichten Aufbaues, der auf einem schweren Fahrgestell sitzt, eine kräftige Eisenkonstrukt zu verwenden nach dem Grundsatze, daß alle Wagenteile Erhöhung des Widerstandsvermögens gegen Stöße beitra müssen. Der Wagenkasten wird demgemäß als eine Art Brück träger durchgebildet und zwar von der Form des Gitterträgers zu der des querwanddurchzogenen Rohres unrunden Querschni

Die Konstruktion der Stahlwagen ist verschied Wege gegangen. Von einfachen Blech- und Formeisennietun bis zu gut durchgebildeten Gestaltungen, die nur mit H von Schweißungen erzielt werden können, ist bei den schiedenen Ausführungen Gebrauch gemacht worden. Gesellschaften haben das Drehgestell der Pennsylvania-Bau angenommen. Die mechanische Schmierung der Achsla entwickelt sich gleichzeitig mit dem Rollenlager. Pufferung wird in verschiedenen Zusammensetzungen Federn mit Gummiteilen ausgeführt. Die selbsttä Kupplung hat wegen der R.J.C.-Vorschriften im Fernverk noch keinen Eingang gefunden. An Wagen für den N verkehr sind von der Staatsbahn die selbsttätige Kuppl Boirault und von der Nordbahn die Kupplung Henr verwendet. Besondere Sorgfalt wurde auf die Durchbild der Kopfschwellen der Fahrgestelle gelegt. Es finden aus Blech- und Formeisen hergestellte Kopfschwellen Stahlgußschwellen. Der Wagenboden wird allgemein Wellblech mit einer Auflage aus Magnesiazement hergest Um die Gewichte herabzusetzen, werden vielfach Lei metalle verwendet und zwar für Verkleidungsbleche, Tü Schlösser und Inneneinrichtungen. Die Verwendung Reineisen und gekupferten Blechen wird wegen ihres gro Rostwiderstandsvermögens empfohlen. Hinsichtlich des striches ist ein Teil der Eisenbahngesellschaften noch b Lackierverfahren verblieben, ein anderer zum Spritzverfah mit Zellulosefarben übergegangen. Nach den bisheri Erfahrungen muß das Spritzverfahren noch peinli gehandhabt werden als das Lackierverfahren, aber die Un haltung des Anstriches scheint billiger zu werden.

Bei der Innenausstattung hat man sich zum völli Ausschluß des Holzes für Verkleidungen noch nicht übe entschließen können. Die Schwierigkeit besteht hauptsäch darin, daß in Metall allein nur schwer künstlerisch befriedige Wirkung der Innenausstattung zu erreichen ist. Die Heizu anlagen müssen wegen der geringeren Wärmedichtheit der Met wände reichlich bemessen werden. Die Abort- und Waschräu sind nach den Forderungen neuzeitlicher Hygiene ausgestat

Ein Vergleich der Stahlwagen mit den Holzwag ist zahlenmäßig schwer durchführbar, weil vergleichbare Wa kaum zu finden sind. Will man dennoch die zuletzt gebau Holzwagen mit den neuen Stahlwagen vergleichen, so ergibt s daß für den Stahlwagen die Gewichte bezogen auf ein Meter Lä den Sitzplatz und ein Quadratmeter Bodenfläche noch, wenn a um ein geringes, höher sind als für den Holzwagen. Das Gesa gewicht eines Stahlwagens fällt etwa 3 bis 5 t höher aus als eines Holzwagens. Bei Verwendung von Stahl hoher Festigk und von Leichtmetallen werden die Gewichte noch gesenkt wer können.

Die Erfahrungen im Betriebe bestätigen die wartungen. Die Fahrsicherheit bei hohen Geschwindigkeiten bei den Stahlwagen größer als bei den Holzwagen und z hauptsächlich wegen der höheren Schwerpunktslage und der größerten Schwingungsamplitude. Die Stahlwagen fahren räuscharm. Wie sich bereits bei mehreren Anlässen zeigte, s die Stahlwagen gegen Stöße sehr widerstandsfähig. Et

# Buchbesprechungen.

**Technologisches Handbuch der Elektrotechnik und der Elektrochemie,** eine Enzyklopädie der Elektrotechnik, herausgegeben von Alfred Schlomann. Berlin 1929. In Leinen gebunden RM 45.—; für VDI- und VDE-Mitglieder RM 40.—.

Je mehr die Elektrotechnik sich verzweigt und je rascher sie sich weiter entwickelt, um so stärker wird für jeden Ingenieur, auch für den Elektroingenieur, das Bedürfnis nach einem Nachschlagewerk, das ihm über einen Begriff, eine Maßeinheit, einen Vorgang oder einen Apparat aus dem Gebiete der Elektrotechnik rasch Auskunft gibt. Ein solches Werk kann entweder sachlich nach Art eines Lehrbuchs oder alphabetisch nach Art eines L kons geordnet sein. Im ersten Falle findet man die gewünsc Auskunft im Zusammenhang mit verwandten Begriffen, verl aber Zeit, um in einem umfangreichen Werke gerade die St zu finden, wo der betreffende Begriff erläutert ist. Im and Falle ist zwar das Auffinden leicht, aber man wird, da die Ausku aus dem Zusammenhang herausgerissen ist, oft mehrere St worte aufsuchen müssen. Durch die Wahl einer kombinier Anordnung hat der Verfasser es verstanden, die Vorteile be Anordnungen zu vereinigen und die Nachteile zu vermeid

Das Buch enthält zunächst auf 158 Seiten ein alphabetisch ordnetes Verzeichnis von etwa 30000 Stichworten, dann auf 92 Halbseiten einen „systematisch technologischen Teil", der sich von einem Lehrbuch äußerlich dadurch unterscheidet, daß die Schlagwörter durch Ausrücken und Fettdruck hervorgehoben sind. Will man sich z. B. über den Strombelag unterrichten, so findet man bei der beschriebenen Anordnung nicht nur augenblicklich die Stelle, wo der Begriff erläutert ist, sondern unmittelbar vorher die Erläuterung des Begriffs Durchflutung, unmittelbar dahinter die Maßeinheiten Amperewindungen und Amperewindungen je cm, die Lehre vom magnetischen Kreis usw.

Wesentlich erhöht wird der Wert des Buchs durch die zahlreichen Abbildungen, die trotz ihrer Kleinheit dank der Beschränkung auf das wesentliche und der sauberen Ausführung ihren Zweck voll erfüllen.

Die Gliederung des Stoffes lehnt sich an ein vom VDE aufgestellte Systematik der Elektrotechnik an. Ihrem Umfange nach stehen die einzelnen Hauptabschnitte aber nicht in dem Verhältnis, an das man in der elektrotechnischen Literatur sonst gewöhnt ist. So wäre z. B. eine wesentlich ausführlichere Behandlung der Hauptabschnitte Kraftanlagen und Leitungsnetze erwünscht. Sie sind auf je 20 Seiten beschränkt worden, während z. B. jedem der Abschnitte Meßtechnik und elektrooptische Anwendungen etwa das Zwölffache gewidmet ist. Über Heizkraftwerke und Energiewirtschaft, sowie über Leitungsbau (Sicherheitsgrad, Mastbeanspruchung, Befestigung, Ausschwingungsbild, Abstand, Durchhang, Kabelverlegung) ist nur wenig Auskunft zu finden. Elektrische Zugförderung und Kraftstellwerke sind nicht behandelt. Dagegen geht die Besprechung der elektrooptischen Anwendungen sehr ins Einzelne, so daß sich der Eisenbahner sogar über Spezialfragen wie Stellwerkbeleuchtung unterrichten kann. Bedauern wird er, daß die Fernmeldetechnik nicht mit aufgenommen ist, was nach dem Titel Handbuch der „Elektrotechnik" enttäuscht. Nach dem Vorwort scheint man für diesen Teil der Elektrotechnik die Herausgabe eines besonderen Bandes darüber erwarten zu dürfen.

Mit Recht betont der Verfasser die wirtschaftliche Bedeutung scharfer Begriffsbestimmungen. Denn nur durch diese kann zeitraubenden Erörterungen, die durch Mißverständnisse entstehen, vorgebeugt werden. Einige Begriffserklärungen erscheinen nicht ganz unbedenklich. Belastung eines Leuchtkörpers wird z. B. als gleichbedeutend mit seinem spezifischen Effektverbrauch, gemessen in W/H. K., erklärt. Damit eine Glühlampe wenig Watt je Kerze braucht, muß ihr Leuchtkörper aber gerade stark belastet werden. Unter Freileitungsdraht versteht Verfasser blanke Drähte, welche ..... Gleichwohl definiert er wetterbeständige Freileitungsdrähte als solche, deren Umhüllung ..... Im Abschnitt Kraftanlagen werden drei Strom„arten" unterschieden: Lichtstrom, Kraftstrom und Bahnstrom, obwohl sich diese Begriffe überschneiden.

Während sich der Verfasser bei rein wissenschaftlichen Begriffen zumeist auf anerkannte Erklärungen stützen konnte, sind ihm für Begriffe der praktischen Elektrotechnik vielfach keine einheitliche Meinung der Fachleute zur Verfügung. Einer der wichtigsten Begriffe, der Begriff Starkstromtechnik ist z. B., obwohl es schon seit Jahrzehnten Errichtungsvorschriften für Starkstromanlagen gibt, noch immer strittig und nur gefühlsmäßig abgegrenzt (vergl. Webers Erläuterungen). Das Handbuch sagt darüber: In der Starkstromtechnik wird die energetische Seite der Elektrizität als die wesentliche betrachtet. Sie umfaßt daher alle Geräte und Einrichtungen, die eine Umwandlung erheblicher Energiemengen bezwecken, sowie deren Hilfsmittel. Und an einer andern Stelle: „Die Starkstromtechnik befaßt sich mit der Erzeugung und Verwertung elektrischer Energie." So weit wird man ihm folgen können, nicht aber, wenn weiter gesagt wird: „Unter Starkstrom versteht man dabei elektrischen Strom, dessen Stärke größer als 1 Ampere ist." Wenn man hier eine Ziffer festsetzen will, so müßte man, um der Definition treu zu bleiben, schon eine Leistungsgröße festlegen.

Es kann auch nicht anerkannt werden, daß die „Schwachstromtechnik jetzt richtiger Fernmeldetechnik genannt" wird. So schwach ist die Schwachstromtechnik denn doch nicht, daß man diese beiden Begriffe gleichsetzen könnte. Es bliebe dann die Frage offen, wohin die vielen, zu Tausenden hergestellten und benutzten Apparate gerechnet werden sollen, bei denen die Energieumsetzung quantitativ und vielfach auch qualitativ unwesentlich ist, die aber auch keine Nachrichtenübermittlung bezwecken, wie Taschenlampen, Grubenlampen, elektrische Uhren, elektrische Rechenmaschinen, Registrierapparate, Apparate für psychotechnische Messungen usw. Blockapparate und sonstige elektrische Sicherheitseinrichtungen bezwecken in erster Linie Abhängigkeiten zu schaffen, erst in zweiter Linie eine Fernmeldung. Eine Aufteilung der Elektrotechnik in Starkstromtechnik und Fernmeldetechnik wäre unlogisch und muß schon deswegen Lücken lassen, weil der Einteilungsgesichtspunkt nicht gewahrt ist.

Es ist schade, daß verschiedene grundlegende Arbeiten des VDE. z. B. die Errichtungsvorschriften und die Zusammenstellung der Begriffserklärungen noch nicht soweit ausgereift waren, daß sie bei Fertigstellung des Handbuchs schon hätten berücksichtigt werden können. Es wären dann manche Begriffserklärungen wohl etwas anders abgefaßt worden (z. B. Hoch- und Niederspannung, Stecker). Jedenfalls ist es sehr zu begrüßen, daß der Verfasser sich nicht gescheut hat, auch solche Begriffe zu erklären, über die in der Fachwelt noch keine Einigkeit besteht, und dadurch einen Anstoß gegeben hat, die Meinungen zu klären. Auch die angeführten Beispiele sollen nur zeigen, wie berechtigt der vom Verfasser im Vorwort ausgesprochene Wunsch ist, daß die Kommissionen, die der Begriffsnormung dienen, durch tätige Mitarbeit dazu beitragen mögen, das sehr nützliche Handbuch weiter auszubauen. E. Besser.

**Taschenbuch für den Maschinenbau,** herausgegeben von H. Dubbel, 5. Auflage, Berlin 1929, Julius Springer. Zwei Bände mit zusammen 1758 Seiten und etwa 2800 Abbildungen. Preis 26 *RM*.

Das seit 1914 bereits in fünf Auflagen erschienene Dubbelsche Taschenbuch für den Maschinenbau trägt vorwiegend den Charakter eines zusammenfassenden Lehrbuches für jene Gebiete des Maschinenbaus, welche auf unseren Mittel- und Hochschulen als Grundlagen gelehrt werden.

Die Schwierigkeiten der Herausgabe eines solchen Taschen- und Lehrbuches sind sehr groß und erfordern die Mitarbeit zahlreicher Ingenieure mit jahrzehntelanger Berufs- und zweckmäßig auch Lehr-Erfahrung auf den einzelnen Sondergebieten. Die Hauptstärken des Werkes sind einerseits die gründliche Darstellung der Mathematik, Mechanik, Wärme- und Elektrotechnik, welch letztere zweckmäßig in den ersten Band einzureihen wäre, andererseits die vorzüglichen, zahlreichen neuzeitlichen Abbildungen, welche den maschinentechnischen Abschnitten beigegeben sind, und endlich die eingestreuten Beispiele, welche die üblichen Berechnungsverfahren zeigen. Wertvoll erscheint die Bearbeitung des immer umfangreicher werdenden Abschnittes „Maschinenteile" durch mehrere Mitarbeiter. Dem Kapitel „Planeten- und Differentialgetriebe" dürften einige, dem Kraftwagenbau entnommene Zeichnungen hinzuzufügen sein. Die weitere Einteilung des Werkes trennt nicht wie sonst üblich nach Kraft-, Arbeits-, Verkehrs- usw. Maschinen, sondern faßt die Dampferzeuger, die wichtigsten Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolben- und umlaufender Bewegung zusammen. Dazwischen sind an passenden Stellen Schwungräder, Massenausgleich, Kondensation, Abwärmeverwertung usw. eingeschoben. Das Gegebene trägt den neueren Fortschritten und Bestrebungen bestens Rechnung. Das Dubbelsche Taschenbuch stellt ein für den technischen Unterricht und den Ingenieur der Praxis gleich wertvolles Hilfsmittel dar. Professor Georg Lotter, Breslau.

**Der neuzeitliche Waggonbau von der Vorbereitung bis zur Inbetriebnahme.** Ein Hilfs- und Nachschlagebuch für das Berechnungs-, Entwurfs- und Werkbüro des Wagenbaues. 630 Seiten mit 352 Bildern und 13 Tafeln. Preis in Ganzleinen geb. 25.— *RM*. Verlag Laubsch und Everth, Berlin SW 68.

Wohl keiner der im Wagenbau Tätigen wird vorstehendes Werk ganz unbefriedigt auf die Seite legen können. Es hat jedem etwas zu sagen.

Dem Verkäufer bringt es eine Fülle von Winken. Man kann ruhig sagen, daß in den einschlägigen Ausführungen nichts vergessen ist von dem, was bei Angeboten zu beachten ist, gleichviel ob es sich um In- oder Auslands- oder auch Überseegeschäfte mit verzögerter Zahlungsweise handelt.

Dem Teilkonstrukteur bietes es neben einer Sammlung bei der Entwicklung der Teile zu gebrauchender Ansätze Beschreibungen der im Eisenbahnfahrzeugbau verwendeten Sonderausrüstungen (der verschiedenen Luftbremsen- und Heizungs-

arten usw.). Es eröffnet weiter das Verständnis der in den Technischen Vereinbarungen in jahrzehntelanger Zusammenarbeit von den vereinigten Bahnverwaltungen herausgestellten Vorschriften und Bestimmungen und vermittelt so Erkenntnisse, die bis jetzt nur durch das Studium alter Jahrgänge des „Organs" oder der „Annalen" gewonnen werden konnten. Daneben bemüht es sich durch Schilderung der einzelnen Arbeitsgänge auch das richtige Gefühl für zweckmäßiges Entwerfen zu wecken bzw. zu fördern: es ist mit einem Wort so recht geeignet, das Einfühlen und Einlernen in das ganze Fach zu erleichtern.

In ähnlicher Weise führt es dem Betriebsmann vor Augen, worauf es bei der Herstellung und dem Zusammenbau der einzelnen Teile hauptsächlich ankommt; welche Fehler sich bei mangelnder Vorsicht einschleichen, und welche Folgen daraus für das fertige Fahrzeug sich ergeben könnten.

Man ersieht, der Verfasser breitet hier seine reichen, in jahrzehntelanger Arbeit gesammelten Erfahrungen in uneigennütziger Weise vor den Fachgenossen aus, und es empfiehlt sich, sie sich zu nutze zu machen.

Für die zweite Auflage würde es sich freilich empfehlen, folgende kleine Schönheitsfehler zu beseitigen:

Es wäre zu begrüßen, wenn die Bilder das nächste Mal etwas größer und übersichtlicher sein würden. Auch einige Druckfehler wären zu berichtigen.

Auffällig ist, daß das „Görlitzer" Drehgestell (Abb. 199) nicht in seiner neuesten Ausführung erscheint, desgl. der Faltenbalg (Abb. 196). Der „Internationale" mit seiner Brückenanordnung, sowie die neue zweiteilige Brücke der Reichsbahn fehlen ganz. Für die „Rathgeberschere" (Abb. 229) ist inzwischen eine neuere Ausführung (Feder oben) herausgekommen.

Es fehlen Angaben über Kesselwagen für zähflüssiges Gut, die eines besonderen Heizmantels bedürfen. Zu berichten wäre noch über Rollschemel, Großgaskesselwagen, Tiefladewagen u. dgl. Sehr knapp weggekommen sind auch die Selbstentlader.

Sehr wertvoll ist es, daß im zweiten Teil des Werkes die Normung, der Austauschbau und die Fließfertigung so eingehend behandelt werden. Das Werk wird dadurch gewiß viel dazu beitragen, daß die in diesen Bestrebungen verfochtenen Grundsätze rascher bekannt, und ihre Vorteile für die wirtschaftliche Fertigung allgemein anerkannt werden.

Wenn übrigens Seite 556 vorträgt: „Im Wagenbau ist das Fließarbeitsverfahren gegenwärtig noch im Anfangszustand begriffen," so kann dies nur mit Einschränkungen gelten; die großen deutschen Wagenbauanstalten wickeln auch bei nur mäßigen Stückzahlen die anfallenden Aufträge bereits nach dem Fließverfahren ab. Vielleicht ist es aber dem Einfluß des Buches beschieden, auch anderen Ortes die Zweckmäßigkeit dieses Verfahrens ins rechte Licht zu stellen. Schneider.

**Der Eisenbetonbau.** Ein Leitfaden für Schule und Praxis von C. Kersten. Teil II: Anwendungen im Hoch- und Tiefbau. Mit 609 Textabbildungen. Zwölfte, verbesserte Auflage. Berlin 1929. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis geh. 6,00 *RM*, geb. 7,00 *RM*.

Trotz des geringen Umfangs enthält das Büchlein die bemerkenswertesten Anwendungsformen des Eisenbetons im Hoch-, Grund-, Mauerwerks-, Behälter- und Wasserbau sowie die wichtigsten Grundsätze, die beim Entwurf beachtet werden müssen. Der Inhalt ist übersichtlich gegliedert, die Darstellungsweise ist klar und leicht verständlich, die technischen Neuerungen der letzten Jahre sind berücksichtigt. Der beabsichtigte Zweck, dem Leser einen allgemeinen Überblick über die vielseitige Verwendungsmöglichkeit und Anpassungsfähigkeit der Eisenbetonbauweise zu geben, ist vollkommen erreicht. Nicht nur der Anfänger, sondern auch der Fachmann wird manche wertvollen Erkenntnisse und Anregungen aus der mit zahlreichen Quellennachweisen versehenen Veröffentlichung schöpfen und verwerten können. Sch.

**Die wirtschaftliche Bemessung von Plattenbalken** von Dr. Ing. Leopold Berger. Mit 16 Textabbildungen. Berlin 1928. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis geheftet 6,00 *RM*.

Der Zeitforderung nach Sparsamkeit Rechnung tragend führt der Verfasser den schon mehrfach, aber unzulänglich behandelten Versuch, die wirtschaftlichsten Abmessungen von auf reine Biegung oder auf Biegung mit Längsdruck beanspruchten Plattenbalken zu bestimmen, zu einer brauchbaren Lösung, die praktisch ausführbare Querschnitte mit richtigen Verhältnissen von Steghöhe zu Stegbreite sowie ausreichende Abstände der Eiseneinlagen gewährleistet. Die abgeleiteten Formeln können ohne jede Schätzung angewendet werden und ihr Geltungsbereich ist für den Fall einfacher Zugbewehrung unbeschränkt. Für die Bedürfnisse der Ausführung wurden genügend genaue, kurze Näherungsformeln aufgestellt. Die Darstellung des Rechnungsganges an mehreren Beispielen erleichtert ihre Anwendung. Die Abhandlung ist besonders deshalb wertvoll, weil die auf Vorkriegspreisen aufgebauten Erfahrungsregeln für die Bemessung von Plattenbalken heute infolge einer wesentlichen Verschiebung der Preisverhältnisse nicht mehr brauchbar sind. Sch.

**Fertigkonstruktionen im Beton- und Eisenbetonbau** von Professor Dr. Ing. A. Kleinlogel, Privatdozent a. d. Techn. Hochschule Darmstadt. Baukonstruktionen aus fabrikmäßig hergestellten Eisenbeton-Fertigteilen aus folgenden Gebieten; Allgemeiner Hochbau, Hallen- und Industriebau, Kirchenbauten, Siedlungsbau, Gewächshäuser, Brückenbau, Stützmauer, Ufer- und Hafenmauern, Talsperren, Eisenbahnbau, Kanäle. Mit 140 Textabbildungen. Berlin 1929. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis steif geheftet 8,60 *RM*.

Die werkstückmäßige Ausführung von Eisenbetonbauten aus Einzelteilen hat schon weite Verbreitung gefunden. Für die Einführung dieser Bauart in Deutschland waren hauptsächlich wirtschaftliche Notwendigkeiten ausschlaggebend. Professor Kleinlogel zeigt in seiner Veröffentlichung die Eigenart sowie die Vor- und Nachteile dieser Bauweise und gibt einen umfassenden Überblick über das bisher auf diesem Gebiete im In- und Ausland Geschaffene. Wir erfahren, daß mit solchen Fertigteilen nicht nur im Hochbau für Decken, Wände, Dächer- und Hallenbauten, sondern auch im Tief- und Eisenbahnbau für Brücken, Stützmauern, Bahnsteigeinfassungen und Verladebühnen vorbildliche, nachahmenswerte Bauwerke errichtet worden sind. Es lässt sich erkennen, daß diese Bauweise nicht nur wirtschaftliche Vorteile bietet, sondern dass sie auch berufen ist, die unangenehmen Zufälligkeiten, die bei der Herstellung von Eisenbetonbauten in Erscheinung treten können, zu mildern oder ganz auszuschalten. Das wertvolle, den fortschrittlichen Geist der Eisenbetoningenieure kennzeichnende Buch ist ein Beweis dafür, daß die Entwicklungsmöglichkeiten des Eisenbetonbaues noch nicht erschöpft sind. Vielleicht könnte in der nächsten Auflage noch die im Bauingenieur 1927, Heft 12 veröffentlichte Dachkonstruktion der Straßenbahnhalle in Dresden aufgenommen werden. Die dort angegebene Lösung zeigt die Möglichkeit, auch durchlaufende Träger aus Einzelteilen zu schaffen. Sch.

Vom VDI-Verlag wird seit Januar d. J. eine neue Fachzeitschrift herausgegeben: **„Technische Mechanik und Thermodynamik. Monatliche Beihefte zur VDI-Zeitschrift"**, unter der Schriftleitung von Professor Dr. Ing. M. Jakob. Bezugspreis für den Jahrgang zu 12 Heften *RM* 24.—, für Mitglieder des Vereins *RM* 21,60.

Die neue Zeitschrift behandelt speziell das Gebiet der auf physikalisch-experimenteller Forschung beruhenden Arbeiten und bildet ein Gegenstück zu der im gleichen Verlag erscheinenden Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, die für solche Aufgaben geschaffen worden ist, die nur mit besonderem mathematischem Rüstzeug erfolgreich bewältigt werden können.

Das Bedürfnis nach einer solchen Zeitschrift hatte sich um so stärker fühlbar gemacht, als die wissenschaftlichen Arbeiten im Verein deutscher Ingenieure durch neue Ausschüsse für Schwingungslehre, Hydraulik, Wärmeforschung u. a. einen kräftigen Anstoß erhielten, ohne daß es möglich war, die Ergebnisse dieser Arbeiten in genügend ausführlicher Form durch Veröffentlichungen den daran interessierten Fachleuten zugänglich zu machen. — Als Fachgebiete, bzw. Gegenstände, für die die Zeitschrift nach den Forschungsarbeiten der letzten Zeit besondere Veröffentlichungen erwarten läßt, seien genannt: die Statik im Bauwesen und im Flugzeugbau, die Wärmespannungen in Maschinen, die Messung strömender Gasmengen, die Schaufelschwingungen in Turbinen, die der technischen Schwingungslehre nahe verwandte technische Akustik, der Wärmeübergang beim Kondensieren von Dampf, die Gasstrahlung in Feuerungen, die Vorgänge in den Zylindern der Verbrennungskraftmaschinen und dergleichen.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
ahrgang 15. Juli 1930 Heft 14

# Beitrag zur Klärung der Ursache von Schienenbrüchen.

Von Dr. Ing. **Hans Berchtenbreiter** und **Friedrich Doll**, München.

ie Lebensdauer eingebauter Schienen ist im allgemeinen ihren Widerstand gegen Verschleiß gegeben. Die chnittsverminderung des Kopfes (verursacht durch die le und gleitende Reibungsabnützung sowie durch Druck chlupf der Lauffläche und des Spurkranzes des Rades) nach mehr oder weniger langer Betriebszeit, die also ließlich durch ihre Abnützungsfestigkeit gegeben ist, usbau aus den Hauptstrecken notwendig, soweit nicht höhung der Achsdrücke einen Verstärkungsumbau zu früheren Zeitpunkt erfordert.

äufig jedoch wird der Ablauf dieser normalen Betriebsg unterbrochen durch Brüche und Formänderungen, Materialfehlern ihre Ursache haben. Es sei hier erinnert Folgen von Walzfehlern, Gasblasen und Lunkern, die splitterungen, Dallenbildung, Anrissen und Durchn der bekannten, charakteristischen Art führen. Der liche Zusammenhang zwischen Materialfehler und Bruch olchen Fällen mit den Hilfsmitteln der Materialforschung rüfung in der Regel einwandfrei festzustellen. Auch die lung des Materialfehlers nach seiner Entstehungsart, einer technisch möglichen Vermeidbarkeit, nach seinem menhang und seiner Häufigkeit bei den Herstellungsungen des Einzellieferwerkes ist möglich. Diese Erngen sollen hier nicht weiter behandelt werden. Es der folgenden Ausführung in der Hauptsache eine Art ältebruch beschrieben werden, bei dessen Untersuchung ue Gesichtspunkte für die Beurteilung der Ursache Brüche ergeben haben. Es soll nachgewiesen werden, r diese Erscheinungen das Verhalten des Schienen- eine maßgebende Rolle spielt und daß bei weiterer ung der Verkehrslast dessen Beanspruchungsart richtig hnung gestellt werden muß.

Die ungewöhnlich lange und harte Kälte des Winters 8/9 brachte vielfach eine bedeutende Steigerung der enbrüche, die besondere Aufwendungen zu ihrer Beg und Maßnahmen zur Sicherung des Betriebes notmachten. Sie bot auch für die Gruppenverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft den Anlaß, ngehende Untersuchung der Ursache dieser Brüche llen. Auffallend war die große Zahl der Brüche an den gleisen der Hauptbahnen vorwiegend verwendeten n der bayerischen Form X (43 kg/m). Im ersten ahr 1929 hatte die Zahl der Brüche der Schienenform X genüber dem gleichen Zeitraum früherer Jahre etwa sfacht, während sich die Zahl der Brüche aller anderen nformen nur etwa verdoppelt hatte. 186 Brüche der nform X wurden besonders verfolgt und untersucht. nen lagen 140 Brüche auf elektrisch betriebenen, die auf verschiedenen dampfbetriebenen Strecken. An üchen waren die verschiedensten Walzjahrgänge beam stärksten der Walzjahrgang 1923. Das kommt gs daher, daß etwa 30% aller im Jahre 1923 für den der Gruppenverwaltung Bayern gewalzten Schienen trisch betriebenen Strecken verlegt sind. Es ist zu n, daß von den übrigen 70% der Schienen des Walzgs 1923 nur vereinzelte gebrochen sind. Die Häufung che auf den elektrisch betriebenen Strecken war auf- Die große Kälte war nicht nur in den Gegenden vorhanden, in welchen diese Strecken liegen, sondern überall in Bayern. Auf den elektrisch betriebenen Strecken wird der Oberbau von schwersten Verkehrslasten bei hohen Geschwindigkeiten beansprucht. Auf einer dieser Strecken hörten die Schienenbrüche in dem Augenblick auf, als die elektrische Güterzuglokomotive der Gattung C + C $\left(\text{E } 91\frac{01}{20}\right)$ aus dem Dienst gezogen worden war und die Fahrgeschwindigkeit auf 60 km/Std. herabgesetzt wurde. Die genannte Lokomotive mußte auf anderen Strecken weiter benutzt werden. Hier brachen bei gleichbleibender Kälte trotz Abminderung der Fahrgeschwindigkeit noch zahlreiche Schienen. Die genannte Lokomotive hat keine Laufachsen. Sie hat zweimal drei Triebachsen mit je 21 t Achslast. Es ist bekannt, daß Lokomotiven ohne vorauslaufende leichtere Achse den Oberbau stärker beanspruchen, als Lokomotiven, die derartige Laufachsen besitzen. Die beobachtete Häufung von Schienenbrüchen auf den elektrisch betriebenen Strecken ist zweifellos auf das Fehlen von minderbelasteten Laufachsen bei der genannten Lokomotivgattung zurückzuführen.

Zur Zeit der Entdeckung der Brüche wurden folgende Lufttemperaturen abgelesen:

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| bei | 51 | Brüchen | $-32^0$ bis | $-25^0$ | Celsius |
| „ | 46 | „ | $-24^0$ „ | $-20^0$ | „ |
| „ | 33 | „ | $-19^0$ „ | $-15^0$ | „ |
| „ | 29 | „ | $-14^0$ „ | $-10^0$ | „ |
| „ | 12 | „ | $-9^0$ „ | $-5^0$ | „ |

Es geht daraus hervor, daß die Bruchneigung der Schienen bei den niedrigsten Temperaturen am größten war. Die Höhenabnützung der Schienen war durchweg gering. Sie betrug nur wenige Millimeter und war daher ohne Einfluß auf die Bruchursache. Es wurden keine Schienen beobachtet, die durch zu hohe Biegungsbeanspruchung, etwa auf Frosthügeln, gebrochen wären. Es konnte auch kein Fall festgestellt werden, bei dem der Bruch durch die bei großer Kälte im Schienenstrang auftretenden Längsspannungen verursacht worden wäre. Die Schienen brachen auch nicht in der freien Länge über den Schwellenfächern, sondern durchweg in unmittelbarer Nähe oder an den Unterlegplatten. Eine bevorzugte Lage der Brüche war nicht zu erkennen, weder nach der aufnehmenden oder abgebenden Plattenkante, noch nach geraden oder gekrümmten Schienen; ebensowenig war bei schräg durch den Steg verlaufenden Durchbrüchen eine Abhängigkeit der Bruchrichtung von der Fahrtrichtung wahrzunehmen.

Es ist gelungen, den zeitlichen Vorgang des Bruches zu verfolgen und in den beistehenden Abbildungen festzuhalten. Das erste Stadium, gewissermaßen die Einleitung dieser Brüche, ist in den Abb. 1 bis 4 wiedergegeben. Es sind Oberflächenfehler in der Mitte der Unterfläche des Schienenfußes, Schlackenzeilen oder die von diesen ausgehenden Anrisse. Das zweite Bruchstadium stellen die Bilder 5 und 6 dar. Sie entstammen Schienen, die trotz des von oben nur schwer zu erkennenden Anbruches aus dem Verkehr gezogen werden konnten, bevor der eigentliche Vollbruch erfolgte. Das dritte und letzte Stadium des Bruchvorganges ist in den Abb. 7, 8, 9 und 10 festgehalten. Sie zeigen den endgültigen Durchbruch, bei dem der Verlauf der Bruchkanten nun nicht mehr schwer zu er-

klären ist und zur Aufklärung der Bruchursache herangezogen werden kann.

Zunächst bedarf der allen drei Stadien gemeinsame Längsriß einer näheren Erklärung. Er muß naturgemäß die

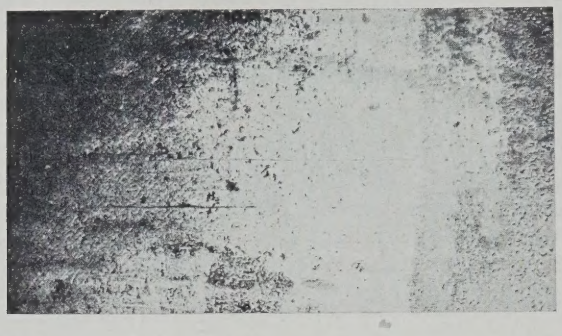


Abb. 1. Anrisse in der Mitte der Schienenfußfläche als Folge der Beanspruchung durch Zug.

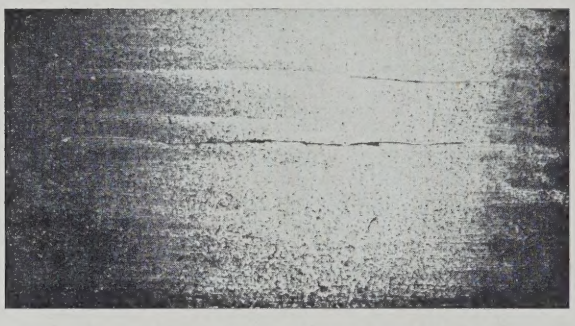


Abb. 2. Schlackenzeilen in der Mitte der Schienenfußfläche, die zu Anrissen führten.

Abb. 3. Walzfehler als Ursache von Anrissen.

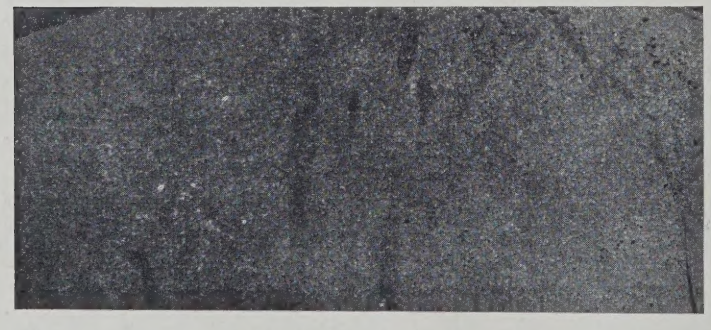


Abb. 4. Schnitt senkrecht zur Längsachse der Schiene mit Schlackenzeilen und Anrissen.

Folge einer an der Schienenfußfläche wirksamen Zugspannung sein und zwar muß diese senkrecht und horizontal zur Längsachse der Schiene wirken. Sie wird dann auftreten, wenn die Schiene auf der Unterlegplatte nur an den beiden Längskanten aufliegt, wie es die beiden Abb. 11 und 12 schematisch d stellen. Wie daraus ersichtlich ist, ist die an der Fußflä wirkende Spannung eine Zugkraft, ob nun die Schienenf fläche eben und die Unterlegplatte konkav durchgebogen o

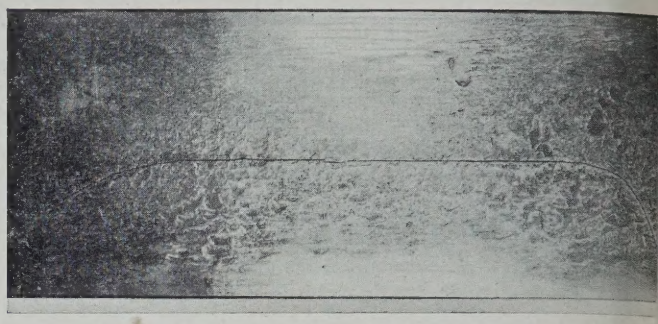


Abb. 5. Das zweite Stadium des Bruches; an den Läng hat sich der zur Kante führende Bruchbogen angeschlossen; Kantenauflage der Schiene ist deutlich zu erkennen.

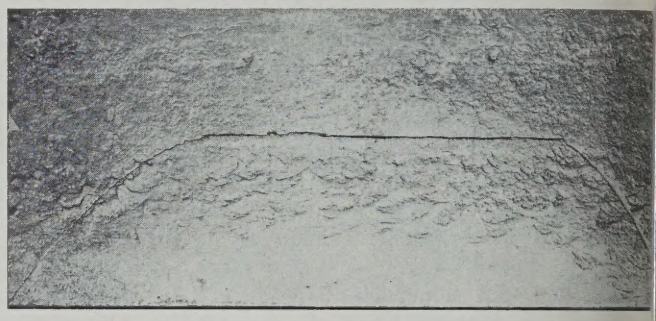


Abb. 6. Zweites Stadium des Bruches; wie Abb. 5.

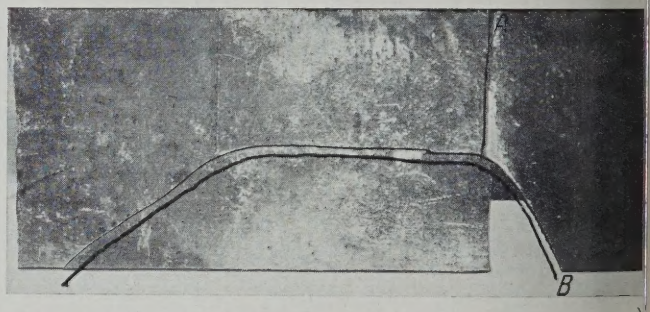



Abb. 7. Zusammengesetzte Bruchenden; A—B entgültige Durchbruch der Schiene.

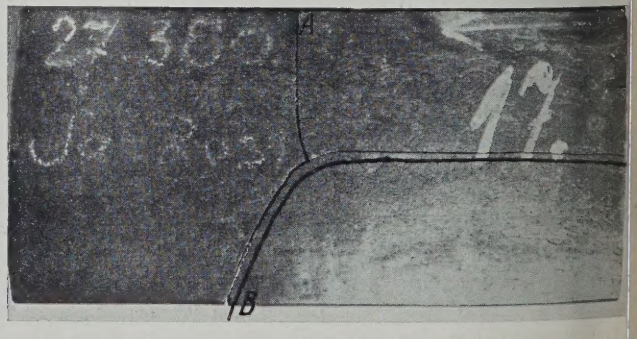



Abb. 8. Der Durchbruch der Schiene setzt senkrecht zur Tange des ausgebogenen Längsrisses an. Vergl. auch Abb. 9.

die Schienenfußfläche durchgebogen und die Unterlegpl eben ist. Bei den vorgenommenen Untersuchungen wur beide Fälle festgestellt, konkav gewölbte Schienenfußfläch eine nicht seltene Erscheinung, die auf die Abkühlungswirk

umpfung) des Steges zurückzuführen ist, ebenso Unter-tten, deren Schienenauflagerflächen leicht gewölbt oder vie uneben waren. Diese Mängel der Unterlegplatten n sowohl bei neuangelieferten Platten als auch bei solchen den, die schon viele Jahre eingebaut waren. In der tsache scheinen die Mängel bei der Herstellung der n, beim Lochen und Richten zu entstehen. Sie können auch als Folgen der Betriebsbeanspruchung auftreten. nterlegplatten, die in unmittelbarer Nähe eines Schienen-es liegen, sind Durchbiegungen leicht erklärlich, da sie dem Bruch durch die vom freien Ende allein aufzu-nde Radlast höher beansprucht werden. Ungünstig und

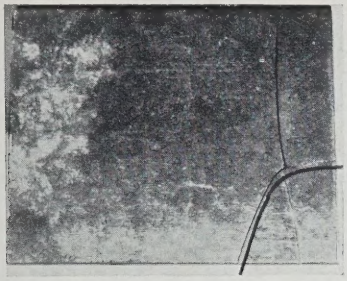


Abb. 9.

ruchungserhöhend wirkt noch der Umstand, daß nach Durchbruch unter der rollenden Last ein Aufweiten des Mitte der Schienenfußfläche vorhandenen Längsrisses , die Übertragung der wirkenden Lasten dann nicht erteilt über die ganze Breite des Schienenfußes, sondern hr längs der Kanten des Längsrisses vor sich geht, wo-

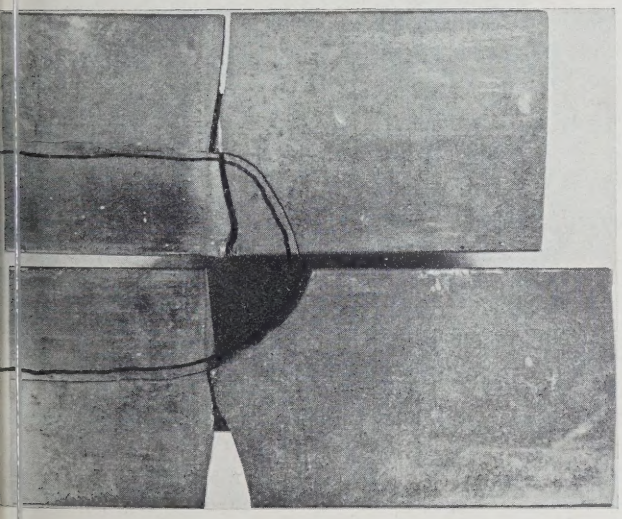


Abb. 10. Der immer wiederkehrende Bruchtypus.

natürlich das Widerstandsmoment der Platte erheblich ächt wird. Diese Druckanhäufung wirkt sich so un-; aus, daß Durchbiegungen der Platten bis zu 1,5 mm lge sein können.

e eben beschriebene, an der Schienenfußfläche auf-le Zugspannung wirkt sich naturgemäß auch deshalb ers ungünstig aus, weil sie senkrecht zur Faserrichtung ienenbaustoffes auftritt und daher die in dieser Richtung lich größere Gefügeverschiedenheit aller Walzerzeug-orfindet. Jede Gefügestörung muß daher ausgesprochene irkung auslösen. Die an solchen Punkten auftretende ngsanhäufung führt zur Ausbildung des Trennungs-s. Die Stelle der größten Spannung liegt in der Mitte gens, den der Schienenfuß auf die Länge seiner Kanten-auflage auf der Unterlegplatte bildet. Daher entsteht auch dort der Längsriß, wie ihn Abb. 1 in seinem ersten Entwicklungszustand darstellt. Sind dort Schlackenzeilen oder Walzfehler (Abb. 2 und 3) vorhanden, so wird er sich natürlich mit Leichtigkeit aus diesen entwickeln. Während die genannten Abbildungen Ansichten auf die Unterfläche des Schienenfußes darstellen, gibt Abb. 4 einen Schliff durch den Schienenfuß senkrecht zur Längsachse der Schiene wieder. Die Tiefe der Anrisse, die Wirkung von Schlackenzeilen, selbst der unter der Oberfläche liegenden, ist deutlich zu erkennen. Wie gestaltet sich aber nun der Zusammenhang dieses Längsrisses mit dem Querdurchbruch der Schiene? Die aufschlußreichen Ab-

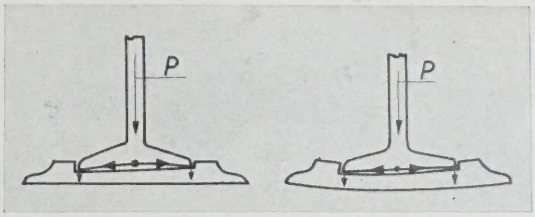



Abb. 11 und 12. Bildliche Darstellung der Entstehung von Zugspannungen bei Kantenauflage der Schienen.

bildungen 5 und 6 zeigen den Übergang, das zweite Bruchstadium. Diese Abbildungen entstammen solchen Schienen, die, wie bereits erwähnt, aus dem Verkehr gezogen werden konnten, bevor der eigentliche Durchbruch erfolgte. Der Längsriß verläuft hier so lange in der Mitte der Schienfußfläche, als die oben beschriebene Zugspannung wirksam bleibt, solange also die Schiene auf der Unterlegplatte mit ihren Kanten aufliegt. Außerhalb der Platte wechselt die Richtung der Zugspannung. An die Stelle der durch die Kantenauflage

Abb. 13. Der Bruch beginnt vom Fuße aus; die Lauffläche ist noch unbeschädigt.

verursachten, senkrecht zur Längsachse der Schiene wirkenden tritt die durch die Längsdurchbiegung der Schiene hervorgerufene Längszugspannung. Entsprechend diesem Wechsel der Beanspruchungsrichtung wechselt auch die Richtung des Längsrisses. Er biegt nach der Fußkante zu aus und zwar durchweg in der Richtung des Spurkranzdruckes, also nach der äußeren Gleisseite hin. Dieser Vorgang ist leicht verständlich und kann bei der entsprechenden Belastung jedes T-Profiles nachgeprüft werden. Besonders deutlich ist auf den beiden Abbildungen die tatsächlich vorhandene Kantenauflage daran zu erkennen, daß an diesen Stellen durch die Wirkung des Betriebes die Unebenheiten der Walzfläche weggedrückt und abgescheuert sind, während sie an den Stellen mangelnder Auflage im ur-

sprünglichen Zustande erhalten geblieben sind. Es ist klar, daß die beiden Bögen eines solchen Längsrisses eine erhebliche Schwächung des Schienenquerschnittes darstellen und dadurch die Lage des Querbruches maßgebend bestimmen. In der Tat setzt dann auch der endgültige Durchbruch der Schiene immer an dieser Stelle an. Er wird durch den weiteren Umstand gefördert, daß die scharfe Bruchkante des Bogens eine besondere, jedem Materialprüfer bekannte bruchbegünstigende Wirkung ausübt, die gewissermaßen als eine umgekehrte Kerbwirkung bezeichnet werden kann. Sie ist bedingt durch die spezifisch hohe Spannungsanhäufung, die auch hier an den Kristalliten solcher scharfer Kanten auftritt.

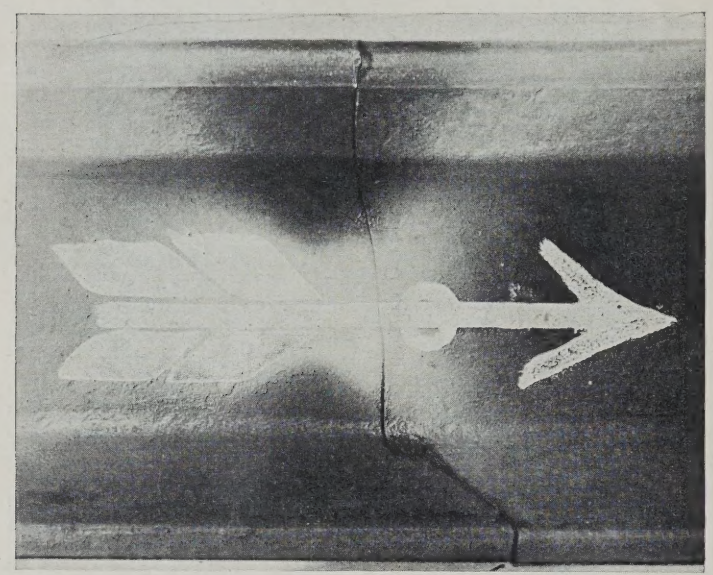


Abb. 14. Bei a ist die Verschiebung der Kanten infolge Aufweitung des Längsrisses erkennbar.

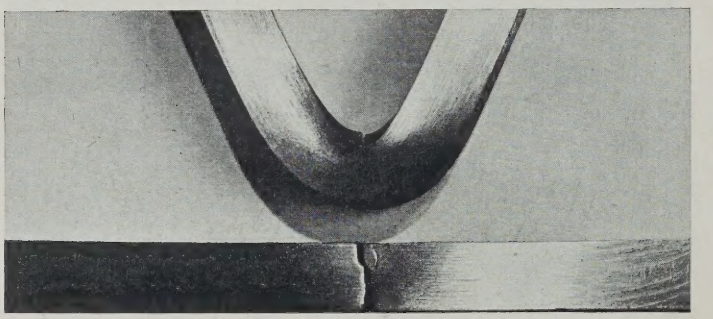


Abb. 15. Die beiden Brucharten: Verformungs- und Trennungsbruch am Material desselben Schienenkopfes.

Diese Erscheinungen geben die Abb. 7, 8 und 9 wieder, in denen die beiden Bruchenden zusammengesetzt von der Schienenfußfläche her sichtbar sind. Der bereits von den Abb. 5 und 6 her bekannte Charakter des Längsrisses ist hier unverändert wieder zu finden. Er ist besonders bezeichnet durch eine parallel zu ihm verlaufende Linie. Außerhalb der Unterlegplatte setzt dann der mit 1 bezeichnete Durchriß an, der in seinem Beginn immer senkrecht zur Tangente der Bogenbruchkante steht, eine Tatsache, die dem Wesen der Kerbwirkung entspricht. Deutlich ist dies in den Abb. 8 und 9 zu erkennen.

Einen weiteren Beweis dafür, daß diese Art von Brüchen tatsächlich vom Schienenfuß ausgehen, liefert Abb. 13, in der das Fortschreiten des Bruches bis zur Hälfte des Kopfes zu verfolgen ist. Die Lauffläche selbst ist noch vollkommen unversehrt.

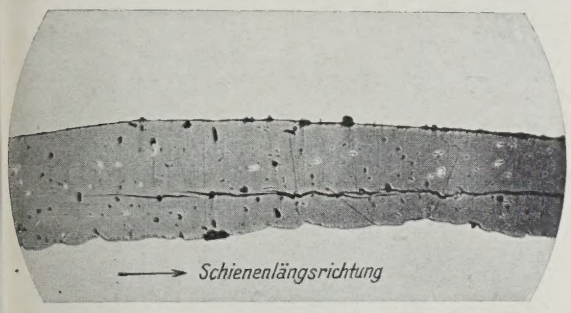
Abb. 14 zeigt eine beinahe ganz durchgebrochene Schie die nur am Kopf noch schwach zusammenhält. Die be sichtbare Verschiebung der Schienenkanten gibt ein Bild dav welche ganz erhebliche Durchbiegung von Platten u Schienenfuß mit der Aufweitung des Längsrisses verbun sein kann.

Wenn nun auch der Beweis erbracht ist, daß die geschilde Art von Schienenbrüchen vom Fuß ausgeht und auch i zeitliche Entwicklung festgelegt ist, so müssen doch noch Fragen erörtert werden, die sich durch die Abhängigkeit die Brüche von der Jahreszeit ergeben. Die Wirkung der tie Wintertemperaturen muß von zwei Gesichtspunkten aus

Abb. 16. V = 100fach. Schliff senkrecht zur Längsachse Schiene. Schlackenzeile und die von ihr ausgehenden Ferritad sind die Träger des Trennungsbruches.

urteilt werden. Es kommt sowohl ihr direkter Einfluß auf Materialeigenschaften der Schiene, als auch der auf das samtverhalten der Gleisanlage in Frage. Leider summie sich beide in ihrer ungünstigen Auswirkung, denn sowohl Elastizität des Schienenbaustoffes, wie die der Bettung durch die tiefe Temperatur ganz erheblich herabgemind Der festgefrorene Unterbau und die gleichfalls gefror Bettung sind nicht mehr in der Lage, die schlagartig wirken Kräfte der Verkehrslasten elastisch aufzunehmen. Der Ob bau allein wird gezwungen, diese Kräfte zu verarbeiten. Beanspruchungsweise wird zu der eines Schlages auf eine elastische Unterlage. Daher bedarf diese Beanspruchungs einer besonderen Untersuchung. Es ist bereits der Beg „Trennungsbruch" erwähnt worden. Dieser, auch „Spe oder Kaltbruch" genannt, ist dadurch gekennzeichnet,

nig Arbeitsaufwand verbraucht, die Formänderung an ruchflächen äußerst gering ist und daß der Bruch selbst r ein körniges Aussehen zeigt. Die andere Art, in der eutektisches Eisen brechen kann, ist der Verformungs- Verfestigungsbruch, der verbunden ist mit großem tsverbrauch, großer Formänderung, die der Größe des tsverbrauches entspricht und dem bekannten sehnigen aussehen. Wir besitzen noch nicht die Hilfsmittel, um ne oder die andere Art nach Belieben hervorrufen zu n. Bekannt ist nur, daß das Eintreten des Trennungs- es begünstigt wird durch die Zunahme des Querschnittes eanspruchten Konstruktionsteiles, durch das Vorhanden- on Kerbwirkungen, durch hohe Geschwindigkeit




7. V = 100fach. Die Kerbwirkung einer Schlackenzeile, reits Spannungsrisse aufweist. Ansicht auf die Mitte der Schienenfußfläche.

anspruchenden Kräfte und vor allem auch durch tiefe eratur. Oberhalb einer gewissen Temperatur kann der ungsbruch durch kein Mittel mehr erzwungen werden. elle der zu weit führenden theoretischen Erörterungen er Abb. 15 erklärt, das beide Brucharten an einem al zeigt. Die beiden Probestäbe sind nebeneinander l dem Kopf einer Schiene entnommen. Die eine wurde h (unter langsam steigendem Druck) bis zum Bruch durch- n. Eine weitgehende Verformung kennzeichnet den mungsbruch, zu dem auch ein entsprechender Arbeits- d nötig war. Die in der Abbildung unten dargestellte wurde schlagartig mit einer Geschwindigkeit von 2 m/sec rucht, nachdem ein leichter Feilenstrich als Kerb an- ht worden war. Diese Probe zeigt ebensowenig eine on Verformung wie die gebrochenen Schienen, bei denen her den Trennungsbruch als Folge der schlagartigen un- elastischen Beanspruchung, der Kerbwirkung der geschilderten Oberflächenfehler und der tiefen Temperatur annehmen dürfen. Es kann im Rahmen dieses Aufsatzes nicht auf die Einzelergebnisse der umfangreichen Untersuchungen des Schienenbaustoffes eingegangen werden. Es sei nur erwähnt, daß die größte Festigkeitszunahme zwischen + 20° und — 30° C nur rund 5%, die größte Dehnungsminderung zwischen denselben Temperaturen rund 30%, im Mittel nur 10 bis 20% beträgt.

Diese Änderung der im statischen Prüfverfahren erhaltenen Werte steht in keinem Verhältnis zu der ungleich stärker gestiegenen Bruchneigung bei tieferer Temperatur. Dynamische Prüfverfahren, wie die Kerbschlagprobe, führen dagegen für denselben Temperaturbereich zu Abweichungen um 100% und mehr, ein Hinweis darauf, daß die geschilderte Art des Trennungsbruches tatsächlich auf das herabgeminderte dynamische Arbeitsaufnahmevermögen des Baustoffes zurückzuführen ist. Es ist eine in der Literatur festgelegte Tatsache, daß harte Schienenstähle bei niederer Temperatur sehr kerbspröde werden und daß diese Kerbsprödigkeit mit der Härte der Schienen und dem Phosphorgehalt steigt. Diese Kerbsprödigkeit darf jedoch nicht gleichbedeutend mit allgemeiner Sprödigkeit gesetzt werden, denn bei Kaltschlagversuchen wurde an unverletzten Schienen bei zwar etwas verminderter Durchbiegung immer eine ausreichende Zähigkeit gefunden. Die vorgeschriebene Schlagprobe an unverletzten Schienen erfaßt also diese Verhältnisse nicht. Erst bei Vorliegen von Kerbwirkung treten ähnliche Beanspruchungen auf, wie sie als Ursache für den vorliegenden Bruchtypus gelten müssen. Schließlich versuchten wir, die Einflüsse der Liegedauer festzustellen: brachen doch auch Schienen, die bei sehr kleiner Abnützung 28 Jahre in der Strecke gelegen hatten. Endlich soll noch Alterungsvorgängen und der Auswirkung von Eigenspannungen auf die durchwegs am Schienenbaustoff vorhandene „Tieflage der Kerbzähigkeit" nachgegangen werden, doch sind alle diese Versuche noch nicht abgeschlossen.

Zusammenfassend ergibt sich also aus unseren Ausführungen, daß ein ganz bestimmter Bruchtypus, der sich nach seiner Ursache und seinem Verlauf erklären läßt, als Folge des Raddruckes, nicht aber durch Längszugspannungen auftritt. Dieser Bruch wird ferner begünstigt durch kerbartig wirkende Oberflächenfehler am Schienenfuß, denen in Zukunft größere Aufmerksamkeit zu widmen wäre. Weiter ist der Zusammenhang dieses Bruches mit der Tiefe der Temperatur und der Schwere der Verkehrslast durch umfangreiche Feststellungen erhärtet.

## stoffprüfung mit Hilfe des elektrischen Stromes ohne Zerstörung des zu prüfenden Werkstoffes.

Von Dr. **Max Fink.**

Amerika ist in den letzten Jahren von Sperry ein ren ausgearbeitet worden, das Fehler, wie Querrisse, lüsse, Schlacken im Innern von Werkstoffen, ins- ere bei Schienen mit Hilfe des elektrischen Stromes isen läßt, ohne daß die Schienen aus ihrer Lage entder zerstört werden müssen. In einem Bericht vor der hresversammlung der American Society for Steel g, September 1929 (Transactions of the American for Steel Treating Bd. XVI, No. 6, Nov. 1929) geht y näher auf die Untersuchungen ein, die in der Hauptan Schienen ausgeführt wurden, jedoch auch dazu sollen, an Maschinenteilen oder geschweißten Kononen Fehlstellen zu ermitteln.

Schon früher war versucht worden Fehler in Werkstoffen gleichgerichtete oder wechselnde magnetische Felder ren Veränderung durch die Fehler nachzuweisen. Die bilität des Stahles ändert sich jedoch weitgehend mit rte, chemischen Zusammensetzung, Wärmebehandlung und Kaltverformung, so daß deren Einfluß größer sein kann, als der eines etwa vorhandenen Fehlers. Hierzu kommt bei Anwendung eines in seiner Richtung wechselnden magnetischen Feldes der störende Einfluß des „Skin"effektes, der eine Erfassung der im Innern liegenden Fehler schwierig, wenn nicht unmöglich macht. Auch ist die Anwendbarkeit durch das verschiedene Verhalten der metallischen Werkstoffe in magnetischer Hinsicht nicht allgemein anwendbar.

Sperry verwendet nun bei seinen Untersuchungen elektrischen Gleichstrom mit niederer Spannung und hoher Stromstärke, den er durch das zu untersuchende Werkstück fließen läßt. Wechselstrom scheidet wegen des Skineffektes aus. Bei einer Schiene beispielsweise fließt bei gesundem Werkstoff der Strom gleichmäßig in achsialer Richtung. Ist nun eine Fehlstelle vorhanden, so wird der Strom gezwungen, um diese Fehlstelle herumzufließen, es tritt also eine Ablenkung aus der achsialen Richtung ein, was beispielsweise durch induktive Übertragung abgenommen und durch geeignete Verstärker

meß- und aufzeichenbar gemacht werden kann. Der Vorteil dieses Verfahrens ist das Fehlen jeglichen Schleifkontaktes an dem zu untersuchenden Werkstück.

Ein anderes Verfahren, das verwendet wurde, beruht auf der Tatsache, daß bei gesundem Werkstoff, z. B. einer Schiene, ein gleichmäßiger Spannungsabfall zwischen zwei an die Schiene angeschlossenen Klemmen mit Gleichstrom herrscht. Tritt zwischen diesen Klemmen ein Fehler auf, so wird dieser gleichmäßige Spannungsabfall gestört und kann durch geeignete Verstärkung beobachtbar gemacht werden. Bei der Durchbildung des Fehlersuchverfahrens mußte besonders auf die Beseitigung etwaiger Fehlanzeigen Wert gelegt werden, die durch Schwankungen des in die Schiene geschickten Stromes entstehen können.

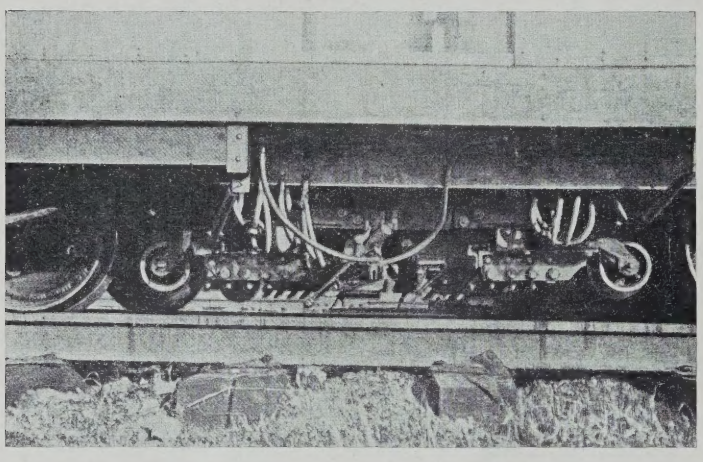


Abb. 1. Allgemeine Anordnung der Suchvorrichtung an einem Meßwagen.

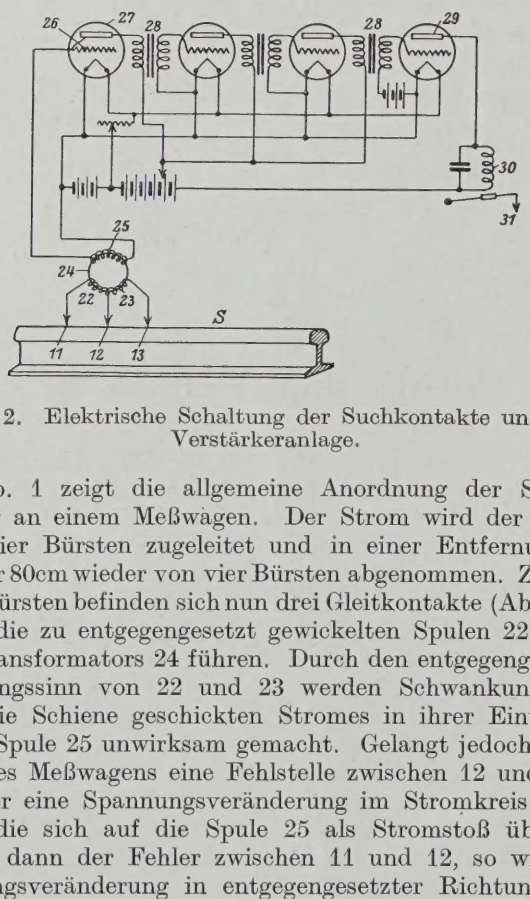



Abb. 2. Elektrische Schaltung der Suchkontakte und der Verstärkeranlage.

Abb. 1 zeigt die allgemeine Anordnung der Suchvorrichtung an einem Meßwagen. Der Strom wird der Schiene durch vier Bürsten zugeleitet und in einer Entfernung von ungefähr 80cm wieder von vier Bürsten abgenommen. Zwischen diesen Bürsten befinden sich nun drei Gleitkontakte (Abb. 2) 11, 12, 13, die zu entgegengesetzt gewickelten Spulen 22 und 23 eines Transformators 24 führen. Durch den entgegengesetzten Wickelungssinn von 22 und 23 werden Schwankungen des durch die Schiene geschickten Stromes in ihrer Einwirkung auf die Spule 25 unwirksam gemacht. Gelangt jedoch bei der Fahrt des Meßwagens eine Fehlstelle zwischen 12 und 13, so wird hier eine Spannungsveränderung im Stromkreis 23 eintreten, die sich auf die Spule 25 als Stromstoß überträgt. Gelangt dann der Fehler zwischen 11 und 12, so wird eine Spannungsveränderung in entgegengesetzter Richtung übertragen. Beim Durchgang des Fehlers zwischen 13 und 11 wird also eine sinusförmige Spannungsschwankung in der Spule 25 erzeugt, die durch eine aus der Radiotechnik bekannte Sc tung mittels Gitterröhren so weit verstärkt wird, daß du eine Hilfsquelle ein Schreibstift 31 betätigt werden ka Die Verstärkung konnte im vorliegenden Falle auf 300000 fache getrieben werden.

Im Oktober 1911 schon war die Aufmerksamkeit amerikanischen Eisenbahngesellschaften auf ein durch ei Querriß hervorgerufenen Schienenbruch gelenkt worden, sich bei der Lehigh Valley Bahn ereignet hatte. Bei hierdurch veranlaßten genauen Überprüfung der Strec zeigten sich diese Querrisse auch bei anderen Bahnen. Du Dudley und das Bureau of Standards wurden mit d magnetischen Verfahren Untersuchungen ausgeführt, jedoch zu keinem befriedigenden Ergebnis führten. Im Ja

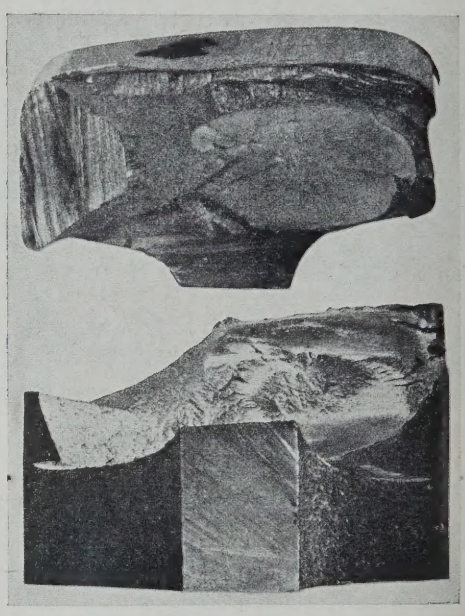
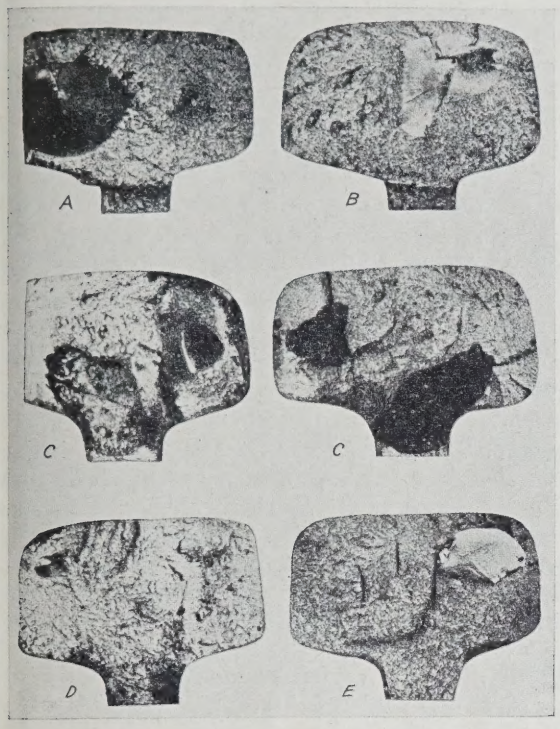


Abb. 3. Erstmaliger mit Hilfe des elektrischen Verfahrens e deckter Fehler, der sich beim Aufbrechen der Schiene in obi Form zeigte.

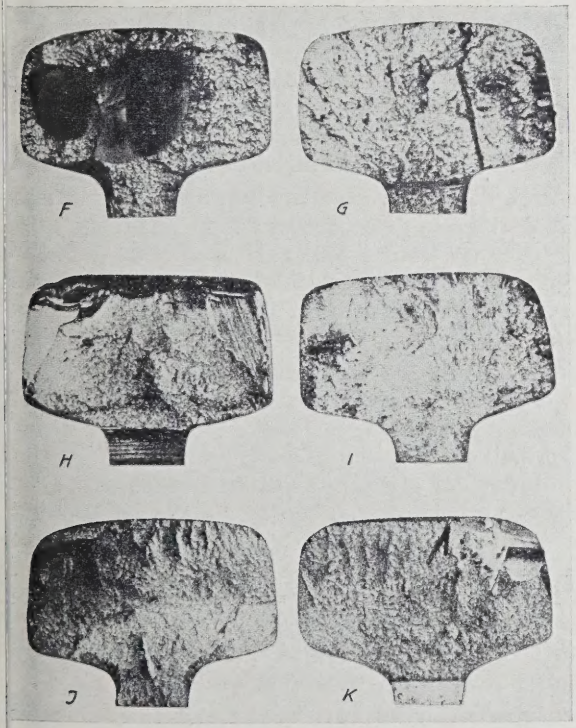
1923 bezifferten sich die Schienenbrüche, die auf Querri zurückzuführen waren auf 3300 Stück. Die Railway Engin Association beauftragte damals Sperry, die elektris Methode zur Fehlerauffindung in Schienen zu vervollkomm was zu der bereits geschilderten Versuchsanordnung füh Der erste Fehler, der mit der neuen Methode entdeckt wu ist in Abb. 3 zu sehen. Das Verfahren, das zuerst im Labo torium an eingeschickten im Betrieb gebrochenen Schie ausgeführt wurde, ergab bei einer der ersten untersuch Schienen nicht weniger als elf Fehlstellen, die in Abb. 4 un aufgenommen sind. Sie wurden durch das elektrische V fahren festgestellt und beim Aufbrechen der Schienen diesen Stellen vorgefunden.

Mit ein Grund des Versagens des magnetischen V fahrens beruht darin, daß die Spalten oder Fehlstellen, die e Störung der magnetischen Kraftlinien hervorbringen soll, oft äußerst gering in ihrer Spaltbreite sind, so daß gar ke großen Spaltwirkungen eintreten und der Fehler nur unv kommen oder gar nicht aufgezeichnet wird. Daß tatsächl die Fehlstellen keinen Zwischenraum haben, bzw. gar nicht Spalt in magnetischer Hinsicht wirken können, wurde du Anbohren einer durch das elektrische Verfahren geke zeichneten Fehlstelle nachgewiesen. In die Bohrung wur wiederholt Lösungen von Halogensalzen, teilweise unter Dru eingeführt, um zu sehen, wie tief diese Lösungen in den Sp bzw. die Fehlstelle eindringen würden. Nach der Zerstörung

rfenden Schienenstelle stellte es sich heraus, daß die sigen überhaupt nicht in die Fehlstellen eingedrungen r (Abb. 6).




b. Durch das elektrische Verfahren festgestellte und durch nachheriges Aufbrechen bestätigte Schienenfehler.




b. Durch das elektrische Verfahren festgestellte und durch Aufbrechen der Schienen bestätigte Schienenfehler.

ährend bei den ersten Laboratoriumsversuchen 2000 p erwendet worden waren, liefert das für die Amerikanische ly Engineer Association gelieferte und in einen Meßwagen eingebaute Aggregat, das durch einen 25 PS Benzinmotor mit 900 Umdrehungen in der Minute angetrieben wird, 4000 Amp. bei zwei Volt.

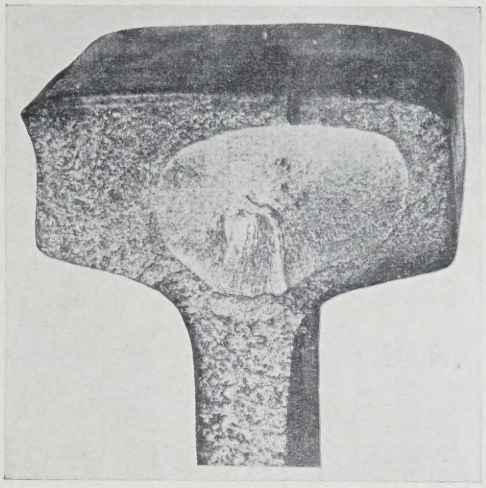


Abb. 6. Fehlstelle, durch das elektrische Verfahren festgestellt, bei noch unzerstörter Schiene mit Bohrung versehen, in die Halogensalzlösung unter Druck eingeführt wurde. Nach Zerstörung der Schiene kein Eindringen der Salzlösung feststellbar, daher beim magnetischen Verfahren durch das Fehlen eines Spaltes keine Anzeige eines Fehlers.

Die Aufzeichnung der Fehlstellen (Abb. 7) geschieht in der Weise, daß auf einem durch die Fahrt des Wagens in Bewegung gesetzten Papierstreifen durch sieben Schreibstifte Linien gezogen werden, von denen die mittelste die Schienenstöße aufzeichnet (die andern sechs Schreibstifte werden hierbei selbsttätig ausgeschaltet) während die drei links von der Mitte liegenden Schreibstifte die Fehler der linken, die drei rechts der Mitte liegenden Schreibstifte die Fehler der rechten Schiene aufzeichnen. Die Einrichtung ist nun so getroffen, daß bei kleinen Fehlern nur ein Schreibstift einen Strich senkrecht zur Papierbewegung macht, bei mittleren Fehlern zwei und bei großen Fehlern drei Schreibstifte Merkstriche machen.

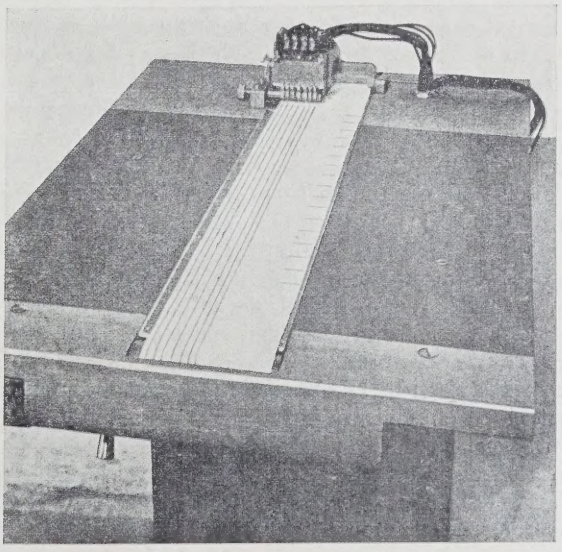


Abb. 7. Aufzeichnung der Schienenfehler auf laufendem Papierband, das entsprechend der Fahrt des Meßwagens fortbewegt wird.

Nach einer großen Reihe von Streckenuntersuchungen hatten sich auf 1,6 km Schienenlänge im Minimum 0,02, im Maximum bis 3,1 Fehlstellen ergeben.

Bei der Untersuchung von Nichteisenmetallen sollen sich ebenfalls befriedigende Wirkungen ergeben haben.

Auch wurde durch Aufstellen einer solchen Untersuchungsanlage in einem Schienenwalzwerk ein Ausscheiden fehlerhafter Schienen noch vor dem Versand ermöglicht.

In gleicher Weise sind auch Röhren, Stangen und Drähte und auch Kesselbleche untersucht worden.

Ebenso konnten bei der Untersuchung von Eisenbahnachsen Anrisse, die später zu den bekannten Dauerbrüchen führen und die noch so klein waren, daß sie durch das übliche Schwarzfärbe- und Stauchverfahren nicht kenntlich gemacht werden konnten, aufgedeckt und durch Abdrehen beseitigt werden, wodurch die Achsen weiter verwendungsfähig waren. Als weiteres Feld der elektrischen Untersuchung werden Schweißverbindungen angegeben.

In der sich an den Vortrag anschließenden Ausspra wurde nochmals auf das magnetische Verfahren eingegang das bei Gefügeuntersuchungen doch eine gewisse Rolle spie kann. Weiter werden die durch Querrisse hervorgerufe Brüche als Dauerbrüche gekennzeichnet, die meist von klein oft nur 0,8 mm großen, im Schienenkopf liegenden Fehl ausgehen. Der Dauerbruch breitet sich von der Fehlstelle nach Beanspruchung der Schiene nach außen hin aus, es zum Bruch der Schiene kommt. Ein Ausbau des Sperrysch Verfahrens zur Erfassung auch solch winziger Störstel wurde gefordert. Weiter wurde darauf hingewiesen, daß Schl löcher oder durch Schleudern hervorgerufene Vertiefun in den Schienen bei dem Sperryschen Verfahren Anzei hervorrufen können, so daß eine einwandfreie Prüfung un solchen Stellen nicht stattfindet.

## Die Behelfseinrichtungen der Österreichischen Bundesbahnen bei Außerbetriebsetzung von Sicherungsanlagen.

Von Ing. **F. Zuleger**, Wien.

Die Außerbetriebsetzung einer Sicherungsanlage bedeutet für die Sicherheit des Betriebes eine Gefahr, zu deren Vermeidung entsprechende Maßnahmen ergriffen werden müssen. Über diese Maßnahmen bestehen bei allen Bahnverwaltungen bestimmte, auf den Vorschriften für den Betriebs-, Stellwerks- und Signaldienst und auf der Verwendung bestimmter Behelfseinrichtungen fußende Verfügungen, auf denen die Sicherheit des Betriebes während der Außerbetriebsetzung einer Sicherungsanlage ruht. Die gebräuchlichsten dieser Maßnahmen und Behelfseinrichtungen werden im folgenden beschrieben.

### Die Dauer der Außerbetriebsetzung.

Die allfällige Auswirkung einer Gefahr wächst mit ihrer Dauer. Eine der Hauptforderungen der genannten Verfügungen lautet deshalb, die Dauer einer Außerbetriebsetzung auf das äußerste zu beschränken. (Diese Forderung ist auch wirtschaftlich, weil jede Außerbetriebsetzung mit laufenden Ausgaben verbunden ist.) Für eine bestimmte Bauarbeit ist, das Vorhandensein der notwendigen Baustoffe und Mannschaften vorausgesetzt, eine bestimmte Mindestzeit (Arbeitszeit) erforderlich, die in der Regel nicht weiter eingeschränkt werden kann. Hingegen kann die für die Vorbereitung des Baues notwendige Zeit (Vorbereitungszeit) eingeschränkt werden. In diese fällt neben dem Verfassen der notwendigen Entwürfe und Dienstanweisungen auch die Bereitstellung der notwendigen Behelfseinrichtungen. Die Wichtigkeit dieser Arbeit erfordert, daß die Vorbereitungszeit nicht zu knapp bemessen sei. In vielen Fällen tritt dies aber ein. So muß beispielsweise oft die Inangriffnahme eines Baues zeitlich vorverlegt und die Vorbereitungszeit wesentlich gekürzt werden oder sie fällt überhaupt schon in die Bauzeit. Deshalb kann der eingangs erwähnten Forderung nur dann voll entsprochen werden, wenn bei den Signalstreckenleitungen (Stellwerkswerkstätten) Behelfseinrichtungen mit tunlichst umfangreicher Verwendungsmöglichkeit verwendungsbereit stets greifbar sind. Die Beschaffung solcher Einrichtungen erfordert einen einmaligen Aufwand, der vorerst beträchtlich erscheint. Er ist jedoch im Hinblick auf die hierdurch erzielte größere Sicherheit und Zeiteinsparung, sowie auf die wiederholte Verwendbarkeit der Einrichtungen gerechtfertigt. Er wird überdies durch die anderenfalls notwendigen, häufig als selbstverständlich angesehenen und deshalb nicht immer voll erfaßten Kosten — Betriebsmehrkosten, Kosten für die Fertigung der jedem einzelnen Fall angepaßten Einrichtungen oder für den erhöhten Mannschaftsbedarf bei etwaigem Verzicht auf Behelfseinrichtungen — zumeist aufgewogen.

### Die Auswirkung der Außerbetriebsetzung.

Ein großer Teil der Eisenbahnunfälle steht mit der Außerbetriebsetzung von Sicherungsanlagen ursächlich im Zusammenhang. Die Außerbetriebsetzung erfordert in der Re die Umwandlung der fernbedienten Weichen in örtlich bedien die Sicherung dieser durch Weichenschlösser, die Abänder einzelner Signalbegriffe und den Verzicht auf Abhängigkei zwischen Weichen und Signalen. Diese Maßnahmen stel den tiefsten Eingriff in die Zwangläufigkeiten ei Sicherungsanlage und in die gewohnheitsmäßige Abwi lung des Dienstes dar. Die folgenschwere Bedeutung zwei Worte „falsche Weichenstellung" ist allbekannt. Betriebssicherheit erfordert daher, für die außer Betrieb geset Sicherungsanlage oder für Teile derselben einen vollständig Ersatz zu schaffen. Grundsätzlich ist aber ein Ers nur dann vollständig, wenn die zwangläufig Abhängigkeiten und die Signalbefehle für Zugmannschaften im gleichen Umfange wieder h gestellt werden. Jedes fehlende Glied in der Reihe die Abhängigkeiten unterbricht die Zwangläufigkeit und ist der gleichen Güte auch durch das Einsetzen von Bedienste oder durch schriftliche Befehle nicht zu ersetzen.

### Behelfseinrichtungen.

Je nach dem Bauvorhaben kann die Außerbetriebsetzu vorübergehend sein oder längere Zeit andauern, dabei teilweise oder vollständig sein. Darnach richten sich auch zu ergreifenden Maßnahmen und die zu verwendenden Behe einrichtungen. Im allgemeinen sind folgende Maßnahmen e zuhalten oder anzustreben.

Werden Blockwerke außer Betrieb gesetzt, so sind durch vorbereitete Behelfsblockwerke zu ersetzen. Die V bereitungszeit ist in diesem Fall in der Regel nicht ein schränkt, weil die Bauveranlassung und die Bereitstellung Behelfe durch die gleiche Dienststelle erfolgen. Die grö Zahl der Sicherungsanlagen besitzt die gleiche Anordnung Blockwerke, so daß Behelfsblockwerke vorrätig gehal werden können. Für außer dieser Reihe fallende Anlagen, z. solche für Abzweigbahnhöfe, kann oftmals ein Ersatz beschränkt bereitgestellt werden. In solchen Fällen soll jed unbedingt auf die Aufrechterhaltung des Streckenblo anschlusses Rücksicht genommen werden.

Bei Arbeiten an der bei den Österreichischen Bundesbahn gebräuchlichen, vom Fahrdienstleiter bedienten Fahrstraße einschalte- und Sperrvorrichtung ist ebenfalls ein Ers bereitzuhalten, zumindest für die Fahrstraßeneinschaltu (Stöpselschalter). Der Ausschluß gegenseitig sich gefährden Fahrten ist in diesem Falle nicht gewahrt, so daß solche Fahr grundsätzlich zu verbieten sind.

Für Arbeiten an Blockkabeln ist ein Behelfskabel v ausreichender Länge und in solcher Bauart b reitzuhalt

3 sie das wiederholte Aufrollen, das Aufhängen oder das geschützte Auslegen des Kabels zuläßt.

Werden Signale außer Betrieb gesetzt, so sind Ersatznale aufzustellen. Ist jedoch die Außerbetriebsetzung nur n kurzer Dauer, so ist auch die Abgabe von Handsignalen ässig.

Kommt die Außerbetriebsetzung nur einzelner fernlienter oder verriegelter Weichen in Frage, so wird mit dem bau von Hebelersatzschlössern an Stelle der Hebel ein ständiger Ersatz erzielt, ohne daß deshalb das Stellwerk er Betrieb gesetzt werden muß. Bei vorübergehender beziehung einzelner Weichen (Hilfsweichen) können ebens die genannten Schlösser verwendet werden; es kann sich solchen Fällen aber auch der Einbau von Stell- oder Verlungshebeln als wirtschaftlich erweisen. Zu diesem Zwecke l in der Regel neue Abhängigkeiten herzustellen und es l die Außerbetriebsetzung des Stellwerks erforderlich.

Die Aneinanderreihung mehrerer Hebelersatzschlösser auf r Hebelbank ergibt ein Behelfsstellwerk. Wird dieses h mit Signalstellhebeln, den erforderlichen Abhängigkeiten nötigenfalls mit einem aufgesetzten Blockwerk versehen, st ein vollständiger Ersatz gegeben. Die Änderung der ängigkeiten in solchen Behelfsstellwerken — vor oder rend des Einbaues — erfordert einen entsprechenden Zeitwand. Das Behelfsstellwerk beansprucht auch den gleichen m, wie das außer Betrieb gesetzte Stellwerk und es ergeben häufig Schwierigkeiten bei seiner Bereitstellung und stellung.

## Die fernmündliche Meldung als Ersatzmaßnahme.

Muß eine größere Anzahl fernbedienter oder verriegelter chen in ein Stellwerk einbezogen und dabei das ganze llwerk oder dessen Schiebereinrichtung außer Betrieb tzt werden, so wird häufig noch zu Maßnahmen gegriffen, u. U. nicht als vollständiger, sondern nur schlechtweg Ersatz bezeichnet werden können. Hierzu gehört die ferndliche Meldung (Abgabe und Empfang) über die zu itzende Fahrstraße und über die Sperrung aller in Betracht menden Weichen in der richtigen Stellung.

Die fernmündliche Übermittlung einer Meldung bietet die eile der Raschheit, Rückfragemöglichkeit und Wirtftlichkeit. Der Eisenbahnbetrieb ist ohne Fernsprecher t denkbar. Dennoch kann, wie die Erfahrung zeigt, im iegenden Fall die fernmündliche Meldung unter Umständen t als verläßlich und sicher bezeichnet werden. Die im nbahnbetrieb überwiegend übliche sichtbare Befehlsmittlung ist einfach im Aufbau, eindeutig, von genügender er und unterliegt mit Ausnahme der Sichtverhältnisse en äußeren Einflüssen; das Sehvermögen der Bediensteten gut ausgebildet und wird fallweise überprüft. Die ferndliche Übermittlung von Meldungen oder Befehlen hinn besteht aus einer Anzahl Teilvorgängen und ist Beeinungen leicht zugänglich. Selbst wenn man die stets eindfreie technische Vollkommenheit der Fernsprecheinrichvoraussetzt, ist die Meldung hinsichtlich Güte und Sicher von der Deutlichkeit der Sprache und der Lautstärke ingig, die zusammen die Verständlichkeit ergeben, ferner dem Hörvermögen, also bis zu einem gewissen Grad von der bung der in Betracht kommenden Bediensteten. Die tlichkeit der Sprache, das Erzielen einer entsprechenden stärke sowie das Hörvermögen ist aber bei vielen Besteten zufolge mangelnder Schulung und Pflege weitaus t so gut ausgebildet als das Sehvermögen. Auch die folen Umstände sind noch zu beachten: Eine fernmündliche ung gleichen Umfangs und Inhalts wirkt bei der Notligkeit, sie für jede einzelne Fahrt zu wiederholen, bei tem Verkehr durch ihre Eintönigkeit und Häufigkeit auf che Bedienstete ermüdend und wird von diesen als ein entbehrlicher Zwang empfunden. Wird eine solche Meldung überdies ohne Behelfe erstattet, so sinkt sie zur Gedächtnismeldung herab, die leicht Irrtümer verursachen kann.

Die fernmündliche Meldung muß deshalb durch weitere Mittel unterstützt werden. Solche sind: Die Heranziehung bestimmter Behelfe, das Niederschreiben und Ausfertigen jeder einzelnen Meldung, ihre Wiederholung durch den Empfänger und als Überwachung die Mitwirkung eines zweiten Bediensteten. Das Niederschreiben der Meldung zum Ablesen muß der Abgabe der Meldung vorausgehen, sonst ist es für die Sicherheit wertlos. Ein Zwang zur Einhaltung dieser Folge, die bei dichtem Verkehr oft schwer einzuhalten ist, besteht nicht; ihre Überwachung ist nur fallweise möglich. Für die Haftung der Bediensteten ist die gefertigte Niederschrift notwendig. Die Art der Behelfe für die Meldung ist für die Betriebssicherheit wichtig. Ortsbewegliche Verzeichnisse über die Fahrstraßen und Weichen sind als Behelfe ungeeignet, da bei ihnen die Gefahr besteht, daß sie nicht benützt werden. Ortsfeste Tafeln, sogenannte Schlüsseltafeln sind als Behelfe geeigneter.

## Die Schlüsseltafel.

An Hand der Schlüsseltafel kann die Stellung der Weichen, die Handhabung der Schlüssel und die hierüber erstattete Meldung jederzeit überprüft werden. Zu diesem Zweck sind auf der Schlüsseltafel die in Frage kommenden Fahrstraßen und die für jede Fahrstraße notwendigen Stellungen und Sperrungen der Weichen aufgezeichnet. Für jede Weichenstellung ist ein Haken vorhanden, auf den der zugehörige Schlüssel aufgehängt wird. Bei Benützung der Schlüsseltafel muß verglichen werden, ob die Schlüssel für die einzustellende Fahrstraße hinsichtlich ihrer Vollzähligkeit, ihrer Nummer und Form*) der Vorzeichnung entsprechen. Diese muß deshalb deutlich lesbar sein (weiß auf schwarz).

In der Regel sind bei Benützung der Schlüsseltafel zwei Bedienstete eingesetzt. Die Art, wie die Verrichtungen auf beide aufgeteilt sind, ist wichtig; ist einer von ihnen nur Helfer (Schlüsselträger) und der zweite nur Melder (Kontrolleur), so ist nur der zweite verantwortlich. Die Heranziehung des Helfers zur Mithaftung für die Richtigkeit der Verrichtung und Meldung ist jedoch vorteilhaft. Auf Bahnhöfen mit vielen Fahrstraßen und gleichzeitigen Fahrten wird die Schlüsseltafel groß, büßt an Übersichtlichkeit ein und wird umständlich in ihrer Bedienung (Abb. 1). Änderungen in der Beschriftung während des Betriebes können nur behelfsmäßig durchgeführt werden. Die Benützung der Schlüsseltafel zeigt noch folgende Mängel: Die Fahrstraßen, wie auch die Schlüssel können verwechselt werden, die Vollzähligkeit der Schlüssel ist nicht bedingt, sie sind nicht festgelegt und die Fahrtenausschlüsse sind nicht gewahrt. Die Schlüsseltafel kann eben nur als Behelf für die Meldung betrachtet werden; ihre Benützung setzt deshalb unbedingte Gewissenhaftigkeit voraus.

## Das Zentralschloß.

In dieses werden alle einer Fahrstraße zugehörigen Weichenschlüssel eingeführt, umgesperrt und in dieser Lage durch Fahrstraßenschlüssel festgelegt. Dadurch ist die Richtigkeit und Vollzähligkeit der Weichenschlüssel erzwungen und ein wesentlich besserer Behelf geschaffen. Es können noch weitere Abhängigkeiten dadurch hergestellt werden, daß im Zentralschloß nebst den Fahrstraßenschlüsseln auch noch Signalschlüssel angeordnet werden (Abb. 2) oder daß die Fahrstraßenschlüssel in Block- oder Stellwerken festgelegt werden. Dies erfordert die Verwendung besonderer Behelfsblockwerke

*) Die Weichenschlösser der Österreichischen Bundesbahnen besitzen Tosische Zuhaltungen. Die Griffe der zugehörigen Schlüssel sind, der Sperrung der Weiche in die Gerade oder Ablenkung entsprechend, viereckig oder dreieckig ausgebildet.

mit je einem Blockfeld für jede Fahrstraße oder den Einbau einer entsprechenden Anzahl von Fahrstraßenschlössern in ein Behelfsstellwerk. Auf diese Weise kann unter Umständen ein vollständiger Ersatz der außer Betrieb gesetzten Anlage hergestellt werden. Die Herstellung von Zentralschlössern mit derartigen Abhängigkeiten ist für größere Anlagen umständlich und kostspielig; die Abmessungen des Zentralschlosses wachsen mit der Anzahl der einbezogenen Weichen und Fahrstraßen auf Kosten der Übersichtlichkeit. Die Verwendungsmöglichkeit des Zentralschlosses und sein Verwendungsbereich ist daher beschränkt. Sie haben tatsächlich auch nur wenig Verbreitung gefunden.

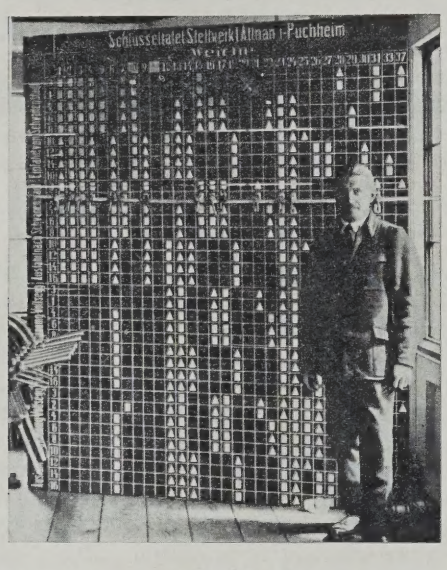


Abb. 1. Schlüsseltafel für 29 Weichenschlüssel und 36 Fahrstraßen. Die Fahrstraße Zeile 11 von oben wird benützt.

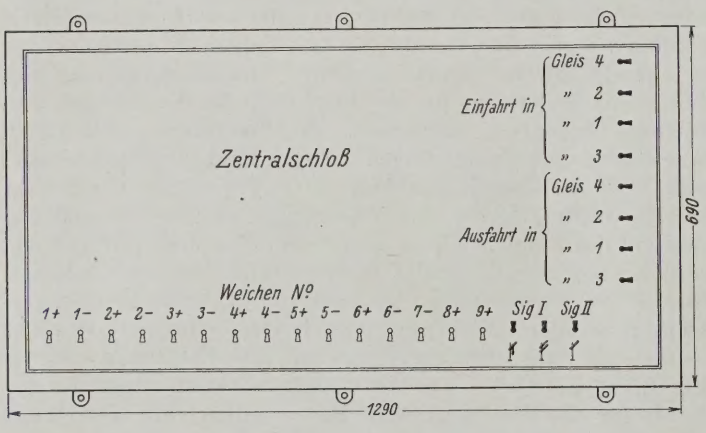



Abb. 2. Zentralschloß für 15 Weichen-, 8 Fahrstraßen- und 3 Signalschlüssel.

Die vorstehenden Beschreibungen berechtigen zu der Annahme, daß die Entwicklung der Behelfseinrichtungen für Außerbetriebsetzungen mit den infolge Steigerung des Verkehrs auch gestiegenen Anforderungen nicht gleichen Schritt gehalten hat und daß die, durch die bestehenden Behelfseinrichtungen nicht mehr gedeckten Ansprüche durch den Fernsprecher und den Einsatz von Bediensteten ausgeglichen wurde. Im Einzelfalle kann — unter der Voraussetzung der vollen Eignung der Bediensteten — zu diesem Vorgang gegriffen werden, da hierbei auch wirtschaftliche Gründe abzuwägen sind. Bei wiederholt vorzunehmenden und länger dauernden Außerbetriebsetzungen von Sicherungsanlagen sollten jedoch diese Gründe außer Betracht bleiben.

## Das Schlüsselwerk als vollständiger Ersatz.

Bei den Österreichischen Bundesbahnen wurden die Außerbetriebsetzung von Sicherungsanlagen zu ergreifen Maßnahmen neu festgelegt; als Behelfseinrichtung wurde u anderem auch das Schlüsselwerk vorgesehen. Nach Prüf der vorgeschlagenen Bauarten wurde eine von ihnen erp und zur Anwendung zugelassen; für jede Signalstreckenleit wurde eine Anzahl dieser Schlüsselwerke beschafft. Un Aufrechterhaltung aller Abhängigkeiten und Zwangläufigkeit ist dieses Schlüsselwerk ein v ständiger Ersatz des außer Betrieb gesetzten Stellwe Wird gegebenenfalls das zum Stellwerk gehörige Blockw

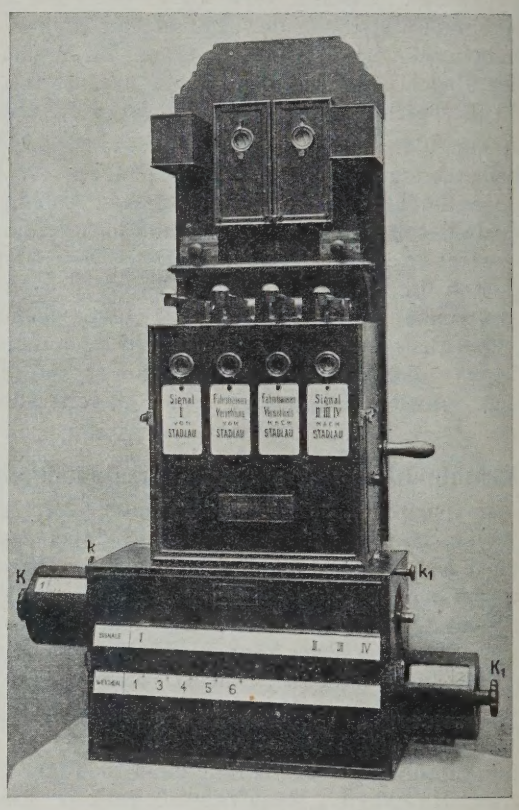



Abb. 3. Schlüsselwerk mit aufgesetztem Blockwerk. Vorderansi

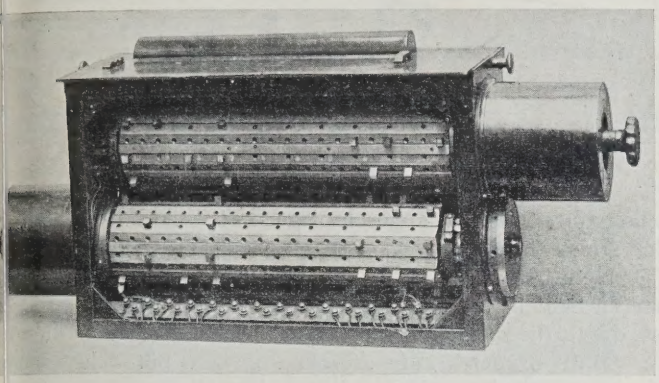
abgehoben und auf das Schlüsselwerk aufgesetzt, wobei a die Fahrstraßenanzeigevorrichtung in Betrieb bleibt, so ist vollständige Ersatzanlage geschaffen. Die Signalstellh werden in solchen Fällen in der Regel auf einem eigenen S bock (Hebelgestell) untergebracht, um die Führung der Dr züge den örtlichen Verhältnissen anpassen zu können.

Der Verwendungsmöglichkeit des Schlüsselwerks breitester Basis wurde besonderes Augenmerk zugewen Es ist vorübergehend als Behelf, bei einfachen Verhältni dauernd verwendbar und kann auch als Behelf an Stelle Fahrstraßeneinschalte- und Sperrvorrichtung (als Befe blockwerk) in der Fahrdienstleitung herangezogen wer

Der Verwendungsbereich ist trotz der geringen messungen groß. Er erstreckt sich für eine Bahnlinie die Sicherung von $2 \times 8$ Fahrstraßen (8 Ein- und 8 fahrten) bei Festlegung von 20 Weichenschlüsseln und gabe von 10 Signalschlüsseln. Sind mehr als $2 \times 8$ F straßen zu sichern, so muß ein zweites Schlüsselwerk he gezogen werden.

Die Bereitstellung erfordert nur geringfügigen aufwand. Änderungen der Abhängigkeiten können während der Benützung durch Einschrauben oder Entfe von Verschlußstiften in kürzester Zeit vorgenommen wer

Die Bedienung ist einfach und erfordert keine besondere ulung der Bediensteten. Der Bedienungsvorgang, beilsweise bei Verwendung als Ersatz eines Endstellwerks, folgender: Der Fahrdienstleiter gibt dem Stellwerkswärter Ein- oder Ausfahrtsblockfeld frei und die zu benützende rstraße durch den Fahrstraßenanzeiger, fernmündlich oder ch Weckerzeichen bekannt. Der Stellwerkswärter dreht am



. 4. Sehlüsselwerk ohne Blockwerk; Rückwand abgenommen.

üsselwerk den Knopf K oder $K_1$ für die Ein- oder Ausst (Abb. 3), bis in einem neben dem Knopf befindlichen ster die Nummer der bekanntgegebenen Fahrstraße und hzeitig die Nummern der für diese Fahrstraße zu sperrenden chen ersichtlich werden. Die Schlüssel der abgesperrten chen werden an den vorgezeichneten Stellen in das üsselwerk eingeführt, umgesperrt und durch Einschieben Knopfes dadurch mechanisch festgelegt, daß sich im rn des Werkes eine mit Verschlußstiften versehene Walze chiebt (Abb. 4). Gleichzeitig wird auch ein der gewählten Fahrstraße zugehöriger Kontakt geschlossen. Durch Blocken des Fahrstraßenblockfeldes wird die Walze samt den Weichenschlüsseln auch elektrisch festgelegt und der zweite, am oberen Ende des Kastens befindliche kleine Knopf k oder $k_1$ freigegeben. Wird dieser herausgezogen, so kann der in Betracht kommende Signalschlüssel umgesperrt und abgezogen, mit diesem der Signalhebel aufgesperrt und schließlich das Signal auf „frei" gezogen werden. Der Stromweg beim Blocken führt über je einen Kontakt der im Schlüsselwerk gewählten, wie auch der in der Fahrdienstleitung eingestellten Fahrstraße; dadurch sind Verwechslungen hinsichtlich der zu benützenden Fahrstraße ausgeschlossen. Die unterhalb der Walzen befindliche Klemmleiste dient zur Herstellung der notwendigen Leitungsanschlüsse. Jeder der Weichenschlüssel wirkt durch ein Stangenpaar auf beide Walzen, diese wirken gegenseitig und auf vier Schieber derart ein, daß alle geforderten Abhängigkeiten und auch Fahrtenausschlüsse erzielt werden.

Die Form des Tosischen Schlüssels ist durch den Längsschnitt seines Bartes gekennzeichnet. Er erfordert im Schlüsselwerk für jede Bartform eine Schloßeinrichtung, während die Fahrstraßenwalzen nur mit einfachen Verschlußstiften ausgerüstet zu sein brauchen. Ist der Bart des (nicht Tosischen) Schlüssels durch die Form seines Querschnittes gekennzeichnet, so besteht die Möglichkeit, das Schlüsselwerk mit nur so viel Schloßeinrichtungen auszurüsten, als die Höchstzahl der für eine Fahrstraße festzulegenden Schlüssel beträgt; die Einrichtungen zur Erzwingung einer bestimmten Bartform (Schlüsselplättchen) sind in diesem Falle auf den Fahrstraßenwalzen an Stelle der obengenannten Verschlußstifte anzuordnen.

Weichen, die in das Schlüsselwerk einbezogen sind, dürfen bei den Österreichischen Bundesbahnen mit einer Geschwindigkeit von 60 km/Std. befahren werden. Das Schlüsselwerk hilft dadurch in hohem Maße mit, an Betriebskosten zu sparen.

## Eine einfache Schienenabladevorrichtung.

Von **Ch. H. J. Driessen,** Vorstand der Oberbauabteilung der Niederl. Eisenbahnen in Utrecht.

Bevor die hier zu beschreibende Vorrichtung bei den erländischen Eisenbahnen allgemein verwendet wurde, vorgeschrieben, daß Schienen länger als 12 m so abllen werden sollten, daß man sie mit Seile an schräg n den Wagen zu stellenden Schienen oder Brettern nter gleiten ließ. Wenn aber die zur Verfügung stehende oder die sonstigen Verhältnisse diese Arbeitsweise nicht tten, war es erlaubt, die Schienen neben den Wagen nter fallen zu lassen, wenn nur dafür gesorgt wurde, sie auf ihrer ganzen Länge zugleich den Boden berührten nicht auf andere Schienen oder harte Gegenstände n.

Nun hatte sich in der Praxis erwiesen, daß die zusene Ausnahme in Wirklichkeit zur Regel geworden und daß man — besonders wenn ausnahmsweise das den durch einen Unternehmer geschah — ziemlich viele nen mit gebogenem Ende in den Gleisen beobachten te, die offenbar nicht sachgemäß entladen waren.

Dieser Umstand war der Grund, weshalb nach einem ren Verfahren zum Abladen von Schienen gesucht wurde daß ein Versuch gemacht wurde mit einer Abladechtung, bestehend aus zwei Auslegern, die an den Boden Schienenwagens befestigt wurden, wobei jede Schiene wei an kleinen Laufkatzen hängenden Zangen angefaßt e und, nachdem sie gehoben war, nach der Seitenkante Wagens verrollt und hinunter gelassen wurde. Diese chtung hat sich nicht bewährt, vornehmlich, weil sehr Zeit und Arbeitskraft nötig war, um die Auslegerkräne einem Wagen zum andern zu schaffen und weiter, weil es nötig war, die Schienen umzustapeln, um die Ausleger am Wagenboden befestigen zu können. Das Umstapeln war besonders erschwert, wenn die Schienen in zwei Schichten so verladen waren, daß die obere mit nach unten gestellten Schienenköpfen in den Rillen der unteren Schicht eingreifen.

Eine Umfrage bei den verschiedenen Betriebsämtern lenkte die Aufmerksamkeit auf eine einfache Vorrichtung zum Abladen der Schienen, die im Betriebsamt Breda schon seit 1921 gehandhabt wurde und die, obwohl mit einfachen Mitteln ausgeführt, durchaus zufriedenstellende Ergebnisse gab, sowohl hinsichtlich der anstandlosen Abladung, als hinsichtlich der Kosten. Dieses Verfahren — vom Rottenführer den Engelsman aus Breda erdacht — wurde nun weiter ausgebildet und 1927 allgemein für das Abladen der Schienen auf den Strecken der Niederländischen Eisenbahnen vorgeschrieben.

Wie aus den Abb. 1a, b und c, hervorgeht, werden die Schienen in ihrer Längsrichtung an der Hinterseite des Wagens abgeladen, indem der Wagen unter den abzuladenden Schienen fortgerollt wird. Es werden immer gleichzeitig zwei Schienen, die eine an der linken, die andere an der rechten Seite des Wagens abgeladen.

Das hierzu benötigte Gerät besteht aus:
zwei Ankern a, in Abb. 2 einzeln gezeichnet;
zwei Seilen b mit Haken c und Ring d;
vier losen Haken e, in Abb. 3 einzeln abgebildet, und
eine bis drei Gleitplatten f.

Zuerst werden die Anker a unter den Schienen des Gleises hinter einer Schwelle eingehakt, die Haken c in die

Öse der Anker gebracht, während die Ringe d, die am andern Ende der 12 m langen Seile befestigt sind, in die Haken e geschlagen werden, deren Pflock in ein Laschenschraubenloch der abzuladenden Schienen gesteckt wird. Wenn nun der Wagen in Bewegung gesetzt wird, werden

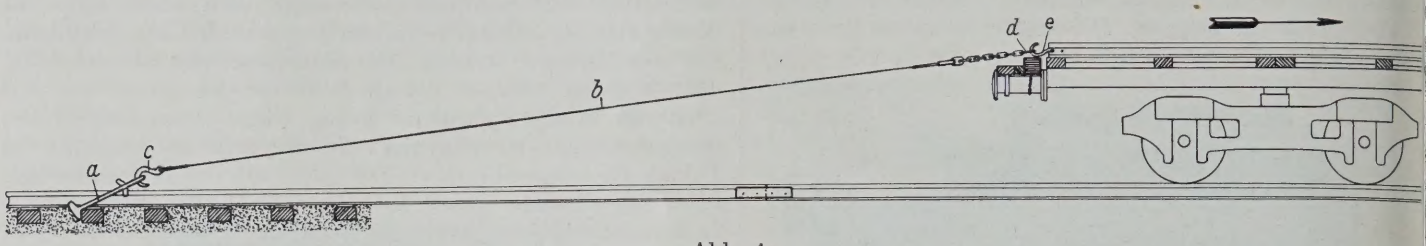



Abb. 1a.

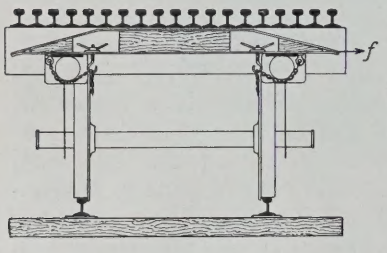



Abb. 1b.

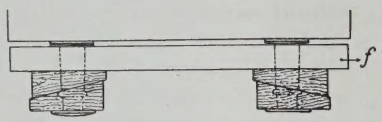



Abb. 1c.

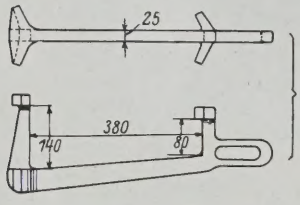



Abb. 2.

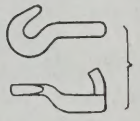


Abb. 3.

die beiden Seile gespannt, an jeder Seite von einem Arbeiter in der Mitte angefaßt und nach außen gezogen, damit das freie Ende der abzuladenden Schienen außerhalb dem Gleis den Boden berührt. Wenn der Wagen nun weiter bewegt wird, werden die Schienen sich auf den Boden niederlegen. Das sich noch auf dem Wagen befindende Ende der Schiene wird allmählich nach den Seitenkanten des Wagens gezogen und wird, wenn es an der auf den Puffern befestigten Gleitplatte f angekommen ist, über deren schiefe Ebene abgleiten. In diesem Augenblick hat schon mehr als die halbe Schienen-

Abb. 4. Das hintere Ende der abzuladenden Schienen berührt den Boden.

länge den Boden berührt; der noch schwebende Teil der Schiene fällt zuletzt mit einem sanften Schlag auf das Schotterbett oder auf die Schwellenenden. Sogar unter ungünstigen Verhältnissen ist nicht zu befürchten, daß die Schienen verbogen werden.

Abb. 4 zeigt den Augenblick, in dem das hintere E der abzuladenden Schienen gerade den Boden berührt, währ auf Abb. 5 das vordere Ende der 18 m langen Schienen Begriff ist, von dem Wagen herunter zu fallen. Aus die Bild ersieht man, wie der größte Teil der Schienen schon dem Boden angeschmiegt hat. Abb. 6 zeigt, der Anker hinter der Gleisschiene gehakt wird.

Beim Abladen beginnt man mit den Außenschienen oberen Schicht, welche Schicht, wenn nötig, etwas zu loch ist, damit die zuerst abzuladenden Schienen sich nicht klemm

Man braucht zum Abladen sieben bis acht Arbei Hiervon befinden sich zwei auf dem Wagen zum Einha der Haken e in die Schienen und zum Verschieben Schienen, wenn dies erfordert wird. An den Seilen vier Arbeiter beschäftigt, zwei an jeder Seite; nachdem Schienen zum Teil auf dem Boden liegen, versetzen

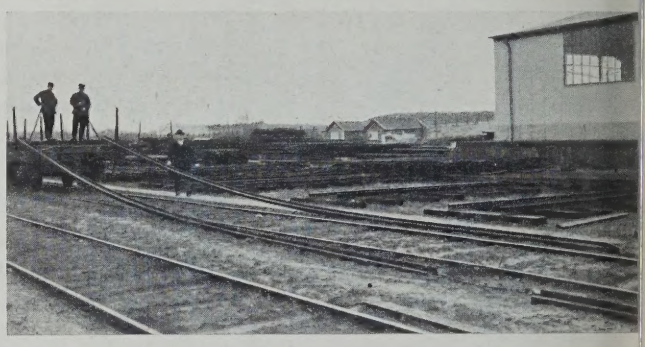


Abb. 5. Das vordere Ende der abzuladenden Schienen ist Begriff, von der Gleitplatte abzugleiten.

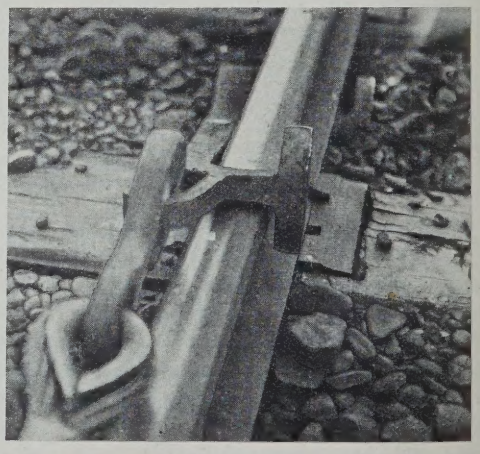


Abb. 6. Anker zur Befestigung der Zugseile.

Arbeiter die Anker a, während die beiden andern die Hake von den Schienen abnehmen und sie mit den Seilen z abzuladenden Wagen bringen. Auf der Lokomotive befir sich ein Arbeiter zur Übertragung der Aufträge des Rott führers an den Lokomotivführer; bei geschickten Lokomo führern kann dieser Mann entbehrt werden. Der sie

achte Mann ist der Rottenführer, der die Leitung des
en übernimmt.

Wenn zwei Schienen abgeladen sind, setzt der Zug
it zurück als für das Abladen zweier weiteren Schienen
ist. Es ist aber möglich, das Zurücksetzen des Zuges
ermeiden und somit das Abladen zu beschleunigen, wenn
den Zug halten läßt, wenn die vorderen Enden der
ladenden Schienen noch nicht von den Wagen gefallen
Es werden dann erst Anker a, Seile b und Haken e
tzt und an den zwei folgenden abzuladenden Schienen
tigt. Beim weiteren Fortbewegen des Wagens wird
das erste Paar Schienen weiter abgeladen, da der
rstand des auf dem Boden liegenden Teils dieser Schienen
genug ist, um eine Längsbewegung zu verhindern.

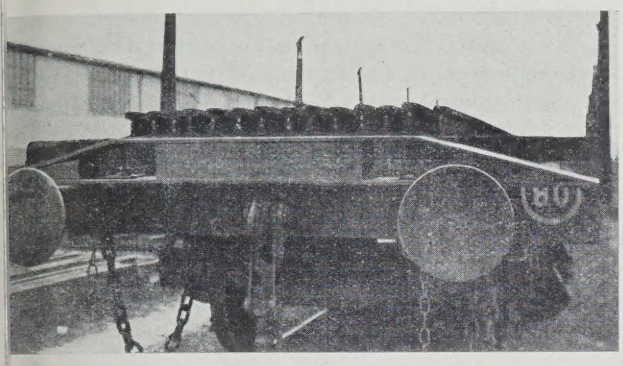


Abb. 7. Auf den Pufferhülsen befestigte Gleitplatte.

Je nachdem viel oder wenig Wagen abzuladen sind
n ein bis drei Gleitplatten f mitgenommen. Diese
n vorher auf dem Bahnhof, wo die abzuladenden
n bereit stehen, zwischen den Kopfschwellen und den
rtellern auf die Pufferhülsen gelegt und mit einer Kette
igt, die mit Hilfe einer Schraubenspindel angezogen
(Abb. 1b und 7). Man sorgt dafür, daß die Oberkante
leitplatte so dicht wie möglich unter den Füßen der
nen der unteren Schicht kommt, wozu Holzklötze bei-
en werden. Eine Bewegung der Gleitplatte in der
richtung des Wagens wird ebenfalls durch Holzklötze
dert.

Wenn mehr Wagen abzuladen sind als Gleitplatten vor-
n sind, müssen diese auf der Strecke versetzt werden,
ein Paar Arbeiter vorzusehen sind.

An Bremswagen muß das Bremserhäuschen der Loko-
e zugewendet sein. Es kann also nötig sein, einen
n vor Abgang des Werkzuges zu drehen. Wagen mit festen Stirnkanten können nicht in der beschriebenen Weise abgeladen werden; sie kommen aber sehr wenig vor.

Sinngemäß soll immer der letzte Wagen des Zuges abgeladen werden. Nach der Abladung bleibt er zurück, wobei die Bremsen festzuziehen sind oder der Wagen auf sonstige Weise gegen Bewegung zu sichern ist. Sind alle Wagen abgeladen oder muß das Gleis wieder frei gegeben werden, so setzt der Zug zurück, um die abgestellten Wagen zu holen.

Wenn aber der Arbeitszug nicht zum Ausgangsbahnhof zurückzukehren braucht, sondern von einem Bahnhof zum folgenden fahren kann, ist es vorteilhaft nicht den letzten Wagen des Zuges zuerst abzuladen, sondern mit dem hinter der Lokomotive laufenden Wagen zu beginnen und die übrigen beladenen Wagen vorläufig stehen zu lassen. Ist der erste Wagen abgeladen, werden die übrigen Wagen geholt und der zweite Wagen abgeladen. Man hat bei diesem Verfahren den Vorteil, daß der zum Abladen gebrauchte Zugteil leichter ist als wenn zuerst der letzte Wagen abgeladen wird; auch bleiben die Wagen des Zuges näher beieinander, während alles zusammen in beiden Fällen der Zug den gleichen Abstand zurückzulegen hat.

Es hat sich gezeigt, daß der Gebrauch eines schräg gestellten Brettes oder einer Pritsche, auf der die Schienen am Ende des Wagens abgleiten, nicht nötig ist. Auch ohne diese Pritsche fallen die Schienenenden so sanft auf den Boden, daß keine Beschädigung der Schienen zu befürchten ist.

In sehr vielen Fällen wurde mit der beschriebenen Vorrichtung auch nachts abgeladen. Wenn die zur Beleuchtung dienenden Lampen auf den abzuladenden Wagen gestellt werden, ist das Arbeitsgelände sehr gut beleuchtet.

Zum Abladen eines Wagens, der mit ungefähr 50 Schienen von 18 m Länge und 46 kg Metergewicht beladen ist, braucht man mit sieben bis acht Arbeiter 30 bis 40 Minuten. Der Arbeitsaufwand ist sogar geringer, als wenn man die Schienen vom Wagen fallen läßt; verbogene Schienenenden kommen nicht mehr vor.

Die Kosten der zu diesem Verfahren benötigten Geräte sind sehr gering. Für eine Direktion können die Geräte sehr wohl von einer Zentralstelle jedesmal zur Verfügung gestellt werden. Bei den Niederländischen Eisenbahnen, die etwa 5400 km Hauptgleis (die Doppelgleise zweimal gerechnet) betreiben, sind 15 Sätze an Ankern, Seilen und losen Haken sowie 30 Gleitplatten vorhanden; außerdem als Reserve 15 Seile und 15 lose Haken, da jedesmal, wenn Geräte zur Verfügung gestellt werden, ein Seil und ein loser Haken als Reserve mitgegeben werden. Die Zentralstelle (in unserm Falle die Verwaltung der Oberbauwerkstätte) besorgt selbstverständlich auch die Wiederherstellung beschädigter Unterteile.

## Ist die Bettung elastisch?

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Faatz**, Regensburg.

Die Elastizität der Bettung wird durch die sogenannte
ngsziffer C gekennzeichnet, das ist jene Ziffer, die den
ngsdruck p auf die Flächeneinheit für die Einsenkung
angibt; daher $p = C.y$. So wurde z. B. für Kies auf
m Lehmboden durch Versuche $C = 3$ gefunden; für
ter auf festem Erdkörper $C = 8$ und für Schotter auf
lbau $C = 15$. In der neuen Oberbauvorschrift für die
che Reichsbahn ist der Ausdruck Bettungsziffer nicht
aufgenommen, sondern es wird nur die Aufgabe der
ng als solche gekennzeichnet, den Druck der Verkehrs-
auf den Unterbau elastisch, d. h. federnd zu übertragen.
t nun tatsächlich die Bettung elastisch? Wenn wir
vorbeifahrenden Zug beobachten, so sehen wir, wie sich
drückten Schwellen jedesmal einsenken und dann wieder hochfedern. Ein Zweifel an der Elastizität der Bettung ist daher nicht möglich; aber es erhebt sich sofort die Frage, in welchen Umständen die Federung begründet liege, um so mehr als das tatsächliche Maß der Federung die Elastizität des Bettungsstoffes bei weitem übertrifft.

Wenn wir ein nach oben offenes, jedoch sonst allseits umschlossenes Gefäß mit irgend einem Bettungsstoffe füllen — sei es Sand, Kies oder Schotter — und wir stampfen die Masse so ein, daß weder ein weiteres Zusammenpressen bei Belastungen, die ungefähr den höchsten Verkehrsbelastungen entsprechen, noch ein Ausweichen des Schotters nach der Seite hin durch die Form des Gefäßes möglich ist, (das ist also der Endzustand der Bettung nach entsprechend langer Dauerbelastung des Gleises oder nach entsprechender Vor-

verdichtung der Bettung durch Stampfen oder Walzen), so kann einerseits eine elastische Wirkung nur dadurch erklärt werden, daß infolge der noch vorhandenen Hohlräume durch Keil- und Hebelwirkungen und durch Biegungsbeanspruchung einzelner Bettungsteile geringe Senkungen auftreten, die nach Aufheben des Druckes wieder rückgängig werden, und daß andrerseits nur die reine Druckelastizität des Bettungsstoffes selbst in Erscheinung tritt.

Diese Druckelastizität der Gesteine ist aber nach Versuchen äußerst gering. Sie beträgt im Durchschnitt (s. Zeitschrift „Der Straßenbau" 1929, H. 4, S. 53)

$E = 1\,103\,000$ kg/cm² bei Basalt
$= 235\,000$ „ „ Granit
$= 776\,000$ bis $712\,000$ bei Muschelkalk
$= 81\,100$ „ $748\,000$ „ Quarzit

bei einer Spannungsstufe von 0 bis 120 kg/qcm.

Bei einer Bettungsstärke h von 40 cm unter Schwellenunterkante und bei einer durch Verkehrslasten bewirkten Höchstbeanspruchung von äußerstenfalls 4 kg/cm² ergäbe sich hiernach das Maß der Federung infolge der Druckelastizität $\Delta h = \frac{h \cdot \sigma}{E}$ ($\sigma$ = Spannung) für Basalt von rund $\Delta h = \frac{4 \cdot 40}{1\,100\,000} =$

$= \frac{160}{1\,100\,000} \sim 0{,}00015$ cm, abgerundet 0,0002 cm oder 1/5000 cm.

Das ist überhaupt nicht nennenswert.

Es dürfen daher, nachdem die Elastizität des Bettungsstoffes auf die Elastizität der Bettung praktisch von keinem Einfluß ist, beide Größen nicht miteinander verwechselt werden.

Die federnde Nachgiebigkeit eines guten Gleises soll mindestens 1,6 bis 2,4 mm (s. a. Dr.-Ing. Bloss „Das Eisenbahngleis auf starrem Unterbau"), also rund 2 mm im Durchschnitt betragen.

Diese Senkung setzt sich zusammen aus dem elastischen Zusammenpressen des Untergrundes, des Gleisbettungsstoffes und der Schwelle und aus der Verkleinerung vorhandener Hohlräume zwischen Schiene, Schwelle und Bettung sowie in dieser selbst. So beträgt z. B. die Pressung des Untergrundes bei festgelagertem Keuperletten mit Bitumendecke als Druckverteiler rund $^1/_{10}$ mm (bei Reichsoberbau mit Bitumenunterlage gemessen). Die Schotterzusammenpressung rund 1 mm bei ungefähr 25 cm Bettungshöhe unter Schwellenunterkante.

Die Bettung kann aus naheliegenden Gründen keine Zugspannungen aufnehmen, die Druckspannungen nur unter Zuhilfenahme der inneren Reibungen. Wenn diese überwunden sind, ist die Grenze der Tragfähigkeit erreicht, da der Bettungsstoff dann seitlich ausweicht. Vorhin haben wir bereits gesehen, daß die Elastizität des Bettungsstoffes wegen ihrer Geringfügigkeit keine Rolle bei der elastischen Senkung des Gleises spielen kann. Das gleiche gilt wie oben angeführt für guten Untergrund. Es fragt sich nun, woher die Federung der Bettung in der ungefähren Größe eines Millimeters stammt.

Nach Beobachtungen vollführt der Bettungsstoff unter den Lastdrücken eine kreisende Bewegung (s. auch Bräuning 1920, S. 46). Diese kreisende Bewegung kann aber nur zustande kommen, wenn

a) eine genügende Zahl von Hohlräumen vorhanden ist und

b) wenn diese Hohlräume, wenn auch in veränderlicher Form, dauernd gewährleistet sind.

Nur unter diesen Voraussetzungen kann eine befriedigende Erklärung der elastischen Eigenschaft der Bettung gefunden werden.

Bei diesen Verhältnissen dürfte es wissenswert sein, wie sich ungefähr die Hohlräume in mittlerem Schotter, mittlerem Kies, mittlerem Splitt und feinkörnigem Sand verhalten.

Ein Versuch nach dieser Richtung hin ergab folg Maße:

auf 10 dm³ festgestampften Schotters wurden 4½ cdm Hohlraum gefunden . . . . . =
auf 10 dm³ festgestampften Splitts wurden 4 cdm Hohlraum gefunden . . . . . =
auf 10 dm³ festgestampften Kieses wurden $3^1/_3$ cdm Hohlraum gefunden . . . . . =
auf 10 dm³ festgelagerten Sandes wurden 3¼ cdm Hohlraum gefunden . . . . . = 3

Die Hohlraumgröße steigt also mit der Korngröße und der Rauhigkeit des Stoffes.

Die fest verdichtete Bettung mit den vorgenannten H räumen wirkt unter einer Drucklast als fester Körper inne der Reibungsgrenze. Durch die Schwingungen des ga Gleiskörpers unter der rollenden Verkehrslast (Schwingu der S 49-Schiene z. B. finden nach Messungen bis zu ung 150 in der Sekunde statt) wird der Bettungsstoff ganz teilweise immer wieder in neue Lagen gebracht, also i wieder, wenn auch in ganz geringfügigem Maß, durcheina gerüttelt, so daß bei der nächsten Druckkraft wieder a Hohlräume gegeben sind, die wieder in ähnlichem Maß elastische Zusammenpressen der Bettung zulassen, wi der vorhergehenden Belastung. Ein sehr geringer Sch verschleiß mag mit diesen Bewegungen verbunden sein.

Werden die Hohlräume geringer durch Eindringen Bettungsmehl oder sonstigem Schmutz, so verringert die Elastizität: die Bettung verkrustet. Verschmutzte Be wirkt daher nicht mehr elastisch. Die Verarbeitung der muß daher in verstärktem Maße die Schiene und Sch übernehmen.

Man erkennt daher die Wichtigkeit einer guten Bet Für diese ist einerseits die Korngröße und damit im Zusam hange die Größe der Hohlräume von ausschlaggebende deutung. Es ist also die Bettung die beste, die bei entsprech Korngröße nach der Verdichtung noch die meisten H räume besitzt und deren Bettungsstoff im Einklang steh den sonstigen Ansprüchen (wie Festigkeit, Witter beständigkeit, Reibungsgröße usw.), die an eine einwan Bettung gestellt werden müssen.

Aus diesen Erwägungen heraus fragt es sich dahe unsere Schotterbettung mit 35/60 mm Korngröße bei tieferen Schotterbett, das im Gegensatz zu früher i neueren Zeit schon der höheren Verkehrslasten wege gewandt werden muß, in den Kornausmaßen nicht etw klein ist.

Es wäre weiterhin wissenswert zu erfahren, in we Weise die kreisende Bewegung des Bettungsstoffes und die Veränderlichkeit der Einzelhohlräume vor sich geht, ob man nicht die für die besten elastischen Eigensch des Schotterbettes maßgebende Korngröße durch Ver finden könnte, um endlich einmal Licht in die Elast der Bettung zu bringen.

Die eingangs gestellte Frage, welche Umstände die E zität der Bettung bedingen, ist also dahin zu beantworten wohl der Bettungsstoff in äußerst geringem Maße fe wirkt, daß aber die Bettung selbst nur infolge der Hohlr elastisch wirken kann. Es ist also letzten Endes die Elast der Bettung nur eine Funktion zwischen Korngröße und H raumausmaß.

Versuche nach dieser Richtung hin wären sehr zu grüßen, um die elastischen Anteile der einzelnen Größen (K größe, Hohlraum- und Reibungsgröße) zu finden.

# Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft über das fünfte Geschäftsjahr 1929.

Der Geschäftsbericht der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft las Geschäftsjahr 1929 ist nunmehr erschienen. In einem ort sind die Gründe für die letzte und die geplante Tarifung dargelegt, die immer noch gleich schwierigen Finanzltnisse geschildert und ein allgemeiner Überblick über die häftsgestaltung im vergangenen Jahr gegeben. An diese derung schließt sich die Bilanz und eine Reihe von statistischen ben, denen folgende Zahlen entnommen sind.

Das Schienennetz wurde im abgelaufenen Jahr um rund m erweitert und umfaßt z. Z. 53820 km. An Fahrzeugen n am Jahresende vorhanden: Lokomotiven 24089 (hiervon % Dampflokomotiven und 1,6% elektrische Lokomotiven), wagen 1151 (hiervon 77,2% mit Stromzuführung), Wagen 79 (hiervon 8,5% Personen- und 2,8% Gepäckwagen). stet wurden rund 1116 (690) Millionen Lokomotivkilometer, lenen 94,88% (92,19%) auf Dampflokomotiven entfallen, % (6,30%) auf elektrische Lokomotiven und Triebwagen, und % (1,51%) auf sonstige Triebwagen. (Die eingeklammerten n geben die Nutzkilometer an). Die gefahrenen Achskilometer mit 20085 Millionen im Güterverkehr und 10771 Millionen rsonenverkehr ständig im Steigen begriffen.

Aus den anschließenden acht Abhandlungen über Einzelie ist vom technischen Standpunkt aus folgendes bemerkens-

## Abschnitt I. Betrieb und Verkehr.

Die Betriebsleistungen im Güterverkehr zeigen im Jahre 1929 genartige Bild einer Leistungsspitze in den Wintermonaten, ne Folge des strengen Frostes ist, der die gesamte Binnenahrt zum Erliegen brachte und zugleich den Kohlenverkehr tlich verstärkte; dabei blieben allerdings die Verkehrsgen noch unter denjenigen des gleichen Monats im Vorjahr. s trotz der ungünstigen Witterungsverhältnisse möglich war etrieb glatt abzuwickeln, darf als Beweis für die Zweckkeit der Betriebsorganisation bei der Reichsbahn angesehen n.

Als Neuerung ist die Einführung der leichten Güterzüge zu erwähnen, die der schnellen Stückgutbeförderung dienen Die Leig-Einheiten bestehen im allgemeinen aus einer starken Lokomotive und zwei Wagen, die kurzgekuppelt und nem Faltenbalg von der Größe der ganzen Stirnwand vern sind und so eine fahrbare Güterhalle bilden. Sie werden mit Behältern beladen. Diese kleinen Züge können mit enzugsgeschwindigkeit verkehren, sie können meist an die allen oder Ladebühne heranfahren und erzielen die doppelte eschwindigkeit der Nahgüterzüge. Mit ihnen ist es möglich gsüber aufgegebene Stückgut nachts noch an die Umlade- zu verbringen.

Die im Jahre 1928 in Dresden und Minden eingerichteten erwachungsstellen haben sich so gut bewährt, daß sie weiter ehnt wurden und eine neue Zugüberwachungsstelle in u eingerichtet wurde. Weitere Überwachungsstellen sind bereitung.

Die durchschnittliche Leistung einer Lokomotive zwischen auptausbesserungen konnte nochmals um etwa 2% auf rund km gesteigert werden. Der Ausbesserungsstand war mit 6,5% etwas geringer als im Vorjahre. Der Brennstoffuch je Bruttotonnenkilometer ist um 0,2% höher als im r, was auf die ungewöhnliche Kälte zurückzuführen ist.

Der elektrische Betrieb wurde mit Ausnahme von 42 km und Vorortbahnen nicht weiter ausgedehnt. Dagegen n verschiedene neue Stromquellen erschlossen und außerdem t 25 Jahren bestehende elektrische Linie Potsdamer Bf.— felde-Ost auf 8000 Volt Gleichstrom umgestellt um die tlichkeit mit den übrigen Linien herzustellen.

Mit der Reichspost wurde ein Abkommen wegen der Kraftien getroffen, das dem beiderseitigen Interesse gerecht wird.

Die Zahl der Unfälle ist von 3601 auf 3915 angestiegen, die er verletzten oder getöteten Reisenden dagegen von 1207 71 auf 888 bzw. 151 gesunken. Die Steigerung der Unfälle so beim Personal selbst und ist teils auf die große Kälte, er auch auf die schärfere statistische Erfassung der kleinen zurückzuführen.

Der Abschnitt II. Tarife kann hier unberücksichtigt bleiben, desgleichen die Abschnitte III. Finanzen, IV. Personal und VIII. Verwaltung.

## Abschnitt V. Bauwesen.

Die für die Erneuerung der baulichen Anlagen wünschenswerten Mittel konnten wegen der Geldknappheit nicht aufgebracht werden. Die Arbeiten blieben also im wesentlichen auf die zur Erhaltung der Betriebssicherheit notwendigen Maßnahmen beschränkt. Ebenso konnten rückständige Gleiserneuerungen auch im Jahre 1929 nicht in nennenswertem Umfange nachgeholt werden, während die laufenden Erneuerungs- und Unterhaltungsarbeiten im vorgesehenen Umfang durchgeführt werden konnten. Auf den FD-Zugstrecken wurden ausschließlich 30 m lange Schienen S 49 eingebaut. Der Wegfall der Hälfte der Stöße hat nicht nur die Annehmlichkeit des Befahrens erhöht, sondern auch den Unterhaltungsaufwand merklich herabgedrückt. Um nur einwandfreie Bettungsstoffe zu beziehen wurde in Kassel eine eigene Gesteinsprüfstelle geschaffen. Mit dem Oberbaumeßwagen wurden etwa 23000 km durchgehende Hauptgleise befahren; der Meßwagen ist aber auch von den Eisenbahnverwaltungen in der Schweiz und in Österreich verwendet worden. Die im Vorjahre eingeführten fliegenden Baukolonnen haben sich gut bewährt und sollen beibehalten werden.

Bei den eisernen Brücken wurde wiederum besonderes Augenmerk auf die Entrostung und den Rostschutz gerichtet und eine große Zahl von Rostschutzfarben ausprobiert. Die Instandsetzung der Brücken wurde fortgeführt und besonders die Bauweise verbessert. Die langjährigen Versuche zur Erlangung einwandfreier Apparate zur Messung dynamischer Vorgänge haben einen befriedigenden Abschluß gefunden. Weiterhin wurde ein neues Verfahren zur Messung von Schwingungen an den Knotenblechen auf photographischem Wege ausgearbeitet. Auch mit Hilfe einer Schwingungsmaschine mit exzentrischen, elektrisch angetriebenen Schwungmassen wurden Versuche angestellt. Versuche über die Dauerfestigkeit von Nietverbindungen konnten noch nicht zu einem befriedigenden Ergebnis gebracht werden. Die Versuche über das Schweißen von Brücken wurden fortgesetzt und haben zu günstigen Ergebnissen geführt. Ebenso sind Versuche hinsichtlich des statischen Verhaltens der verstärkten Stadtbahngewölbe in Berlin befriedigend ausgefallen.

Der Fortbildung der Baustoffprüfung wurde große Aufmerksamkeit geschenkt.

Im Sicherungswesen beginnt allmählich der Ersatz veralteter Stellwerkanlagen. In einer Anzahl von Bahnhöfen wurden die noch nicht vorhandene Zentralisierungsanlagen geschaffen und in vielen Bahnhöfen die vorhandenen Sicherungsanlagen durch Hinzufügen neuer Sicherungsglieder verbessert.

Die elektrische Streckenblockung wurde weiter ausgedehnt, ebenso die Ausrüstung der Bahnen der vormals preußisch-hessischen Verwaltung mit Ausfahrvorsignalen. Weitergebildet wurden die Lichttagessignale, die auf der Strecke Ruhbank—Dittersbach in dauernde betriebsmäßige Benützung genommen wurden. Die Anordnungen zur Zugbeeinflussung wurden weiterentwickelt und auf Geschwindigkeitsermäßigungen an Abzweig- und Langsamfahrstellen ausgedehnt.

Das Fernsprechwesen hat eine weitere Ausgestaltung erfahren durch Ausbau neuer Verbindungen, durch Errichtung von 14 Selbstanschlußämtern, das Telegraphenwesen durch Einbau zahlreicher Morseanrufschränke.

## Abschnitt VI. Rollendes Material.

Da immer noch Überbestände vorhanden sind, fanden nur geringe Neulieferungen statt. Eine neue Gattung Schnellzugslokomotiven mit 18 t Achsdruck wurde in Auftrag gegeben. Eine Diesel-Druckluftlokomotive mit 1000 PS und ein Abdampf-Triebtender wurden in Erprobung genommen.

Im Wagenbau wurden die Arbeiten für Normung und Austauschbau, der Einbau von Hülsenpuffern, verstärkten Kupplungen und Tragfedern fortgesetzt. Der Ersatz der Gasbeleuchtung in den D-Zugwagen durch die elektrische ist beendet. Mit Rücksicht auf die Erhöhung der Geschwindigkeiten sollen — zunächst in die mit Reibungspuffern ausgerüsteten D-Zugwagen — Kunze-Knorr-Schnellzugsbremsen eingebaut werden.

Auf dem Bodensee wurden fünf Schiffe verschiedener Größe in Dienst gestellt.

Im Werkstättendienst wurde durch Fortentwicklung, durch Zusammenfassung gleichartiger Arbeiten in besonderen Werken und durch die werktechnische Auswertung der Vollabrechnung weitere Einsparungen gemacht. Trotzdem brachte die ungewöhnliche Kälte durch die erheblichen Frostschäden an den Fahrzeugen eine Steigerung der Unterhaltungskosten mit sich. Insbesondere hat sich die betriebswirtschaftliche Vollabrechnung bewährt, die sowohl für die einzelnen Werkstätten zur Kontrolle der Vorgänge im eigenen Werk als auch zum Vergleich der einzelnen Werke untereinander eine wertvolle Grundlage bildet.

In den Fahrzeugausbesserungen Frankfurt (Oder) und Glogau des Reichsbahnausbesserungswerkes Berlin wurde der Betrieb eingestellt. Dagegen wurde das Werk Freimann erweitert und das in Dessau begonnene Ausbesserungswerk für elektrische Lokomotiven soweit gefördert, daß teilweise der Betrieb aufgenommen werden konnte.

Die Lagerbestände an Betriebsstoffen und Ersatzteilen konnten weiter eingeschränkt werden. Bei den Betriebsstoffen ist ihr Umfang auf die Hälfte der im Jahr 1926 vorhandenen Vorräte gesunken.

Die verschiedenen wissenschaftlichen Versuchsabteilungen entfalteten eine rege Tätigkeit, die wertvolle Ergebnisse zei Besonders ausgedehnte Versuche wurden mit Brennst angestellt.

### VII. Beschaffungswesen.

Die gespannte Finanzlage hat das Beschaffungsprogr erheblich eingeschränkt. Entgegen den Gepflogenheiten Vorjahre konnten am Jahresanfang keine erhöhten Aufträg Milderung der Arbeitslosigkeit gegeben werden.

Der Einkauf der Kohle wickelte sich glatt ab; auc übliche Herbstbevorratung in den Sommermonaten war mö Mit der Beschaffung der eisernen Oberbaustoffe für 1930 n wegen der noch nicht zu übersehenden Lage gegen Ende Jahres zurückgehalten werden. Dagegen ließ sich das wegen vorhandener Überbestände an sich geringere Beschaffung gramm für Holzschwellen durchführen; fast der ganze B wurde im Inland gedeckt. Um auch bei den Oberbaustoffe Lagerbestände zu vermindern, soll die ganze Oberbaustoff schaft neu geregelt werden.

An Fahrzeugen wurden beschafft: 26 Dampflokomot 332 Triebwagen und Beiwagen, 3879 Personenwagen, 527 Ge 761 Güter- und 472 Bahndienstwagen. Die für 1930 zu liefe Wagen wurden in Auftrag gegeben. Dabei lag das Schwerge auf den vierachsigen Personen- und Gepäckwagen.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Die Lüftung des Moffat-Tunnels.

Der Moffat-Tunnel liegt in der 378 km langen Eisenbahnstrecke, die von Denver im Staate Colorado in nordwestlicher Richtung nach Craig führt. Er gilt mit 10 km Länge für den längsten heute noch mit Dampflokomotiven befahrenen Tunnel. Er ist eingleisig. Sein Querschnitt ist auf dem größten Teil der Länge 7,3 m hoch und 4,9 m breit; nur im mittleren Teil hat er auf etwa 600 m eine Betonauskleidung, wodurch sein Querschnitt etwas eingeengt ist. Die Strecke steigt von Osten her unter 1:333, von Westen her unter 1:140, 1:125 und 1:110 bis 2800 m Seehöhe. Der Tunnel wird täglich regelmäßig von 3 Güterzügen, 3 leer zurückkehrenden Schiebelokomotiven und von 2 Personenzügen befahren. Der meiste Verkehr bewegt sich in der Richtung nach Osten und besteht aus Kohle. Es kommt vor, daß an einem Tag 5 Güterzüge verkehren und infolgedessen auch 5 Leerlokomotiven zurückfahren müssen. Die Züge wiegen bis 3800 t.

Bei einem so schmalen, aber dafür um so höheren Tunnelquerschnitt, wie ihn der Moffat-Tunnel hat, in dessen oberen Teil sich die Rauchgase ansammeln, mußte von vornherein Bedacht darauf genommen werden, Betriebsgefahren und Belästigung der Reisenden durch den Rauch zu vermeiden. Elektrische Zugförderung kam bei dem schwachen Verkehr nicht in Frage. Für die Beibehaltung des Dampfbetriebs sprach auch der Umstand, daß die Eisenbahn durch ein Kohlengebiet führt und die Kohle auf dem Tender nur 2 Dollar/t kostet. Man entschloß sich daher, den Dampfbetrieb beizubehalten, aber künstliche Lüftung des Tunnels einzuführen. Dem Entwurf gingen Ermittlungen über die Menge von Rauchgasen, die eine Lokomotive entwickelt, voraus. Bezüglich der notwendigen Verdünnung des Kohlenoxydgehaltes waren nach früheren Untersuchungen 0,04 % als unschädlich zu erachten. Wegen der großen Länge des Tunnels im Verhältnis zu seinem Querschnitt und wegen der sonstigen Widerstände gegen das Strömen der Luft im Tunnel hielt man es für unmöglich, ausreichende Lüftung mit Hilfe von Druckluft allein zustande zu bringen, sondern man hielt es für nötig, den östlichen Tunnelmund, wo die Lüftungseinrichtungen aufgestellt werden sollten, verschließbar zu machen, so daß man durch Einführen von Druckluft einen nach Westen gerichteten Luftstrom oder durch Saugen eine Strömung der Luft nach Osten erzeugen kann.

Zunächst wurden im Richtstollen des Tunnels während des Baues, aber ohne Störung der Arbeiten, Versuche zur Ermittlung des Beiwerts für die Reibung zwischen strömender Luft und Tunnelwandung angestellt. Ferner wurden zwei Jahre lang Aufzeichnungen über die Barometerstände an beiden Tunnelenden gemacht. Die auf diesen Grundlagen zu lösende Aufgabe v so gestellt, daß der Luftstrom sich gegen den Zug bewegen s damit nicht etwa vor dem Zuge eine Rauchwolke schwebte, di Lokomotivführer die Sicht versperrt. Der Kraftbedarf ist kleiner, als wenn die Luft in der Zugrichtung strömte. Aller muß dabei noch die Wirkung des Zuges als Kolben in dem Tunnel gebildeten Zylinder überwunden werden.

Auf diesen Grundlagen kam der Entwurf der Lüft vorrichtung zustande. In einem Eisenbetongebäude, das Grundfläche von 12,2 × 36,6 m bedeckt, wurden zwei selbstä Lüfter eingebaut, die unmittelbar mit den sie antreibe Motoren gekuppelt sind; sie machen 360 Umdrehungen i Minute. Zur Erzeugung des Kraftstroms dient ein Ölmoto 585 PS (in einer Höhe von 2800 m). Je nach Einstellung großen Klappe können die Lüfter saugend oder drückend a Luft im Tunnel wirken. Der östliche Tunnelmund ist durch Segeltuchvorhang abgeschlossen, der von einem ⊓-förm eisernen Rahmen getragen wird. Der Vorhang, der mit Ra 4,5 t wiegt, wird von einem Elektromotor in 8 Sekunden gel und gesenkt. Der Motor wird durch Gleisströme so gest daß er sich hebt, wenn der Zug sich ihm bis auf 550 m gen hat; zugleich zeigt rotes oder grünes Licht an, ob sich der Vo in gesenkter oder gehobener Lage befindet. Beim Hebe Vorhangs wird der Antrieb der Lüftermotoren selbsttätig geschaltet.

Der Zugverkehr wird von einer Zugleitungsstelle ge Sie benachrichtigt den Tunnelwärter, daß ein Zug herar worauf dieser die Lüftung in Tätigkeit setzt. Nachdem er zu gemeldet hat, daß der Tunnel zur Aufnahme eines Zuges bere läßt die Zugleitungsstelle den Zug in die Tunnelstrecke einfa Diese Vorbereitungen nehmen etwa 2 bis $2^1/_2$ Minuten in Ansp

Die Lüftungsanlage hat sich bis jetzt bewährt. Selb einem Zug mit drei Mallet-Lokomotiven hat sich die Lüftu ausreichend erwiesen. Ein Personenzug kam einmal im T zum Halten, und es dauerte 3 Stunden, ehe er seine Fahrt setzen konnte: es ergab sich keine Belästigung seiner In durch Rauchgase. Auch Viehtransporte sind ohne Schwierigk durch den Tunnel gekommen. Wernek

### Spritzbeton bei den Brücken der schwedischen St bahnen.

Ein Bericht der schwedischen Staatsbahnverwaltun handelt die in den Jahren 1925 bis 1928 ausgeführte Arbeit Eisenbahnbrücken, Tunnels usw. mittels Spritzbeton und ei Angaben über Untersuchungen von Trägern und Säule Beton und Eisenbeton, durch die festgestellt werden sollt

e Betonkonstruktionen mit Hilfe von Spritzbeton und Zement-tion verstärkt werden können. Die meisten der ausgeführten ndsetzungen wurden in Eigenbetrieb mit zwei vollständigen gen vorgenommen, welche aus Drucklufterzeuger, Zement-tor und Zementkanone mit zugehöriger Ausrüstung wie uchen, Bohrwerkzeugen, Meißeln usw. bestehen.

Zunächst sind die 1916 bis 1918 erbaute Straßenbrücke in nö und die um die gleiche Zeit erbaute Brücke über den Oere- in Malmö besprochen. Erstgenanntes Bauwerk besteht aus Reihe großer Eisenbetonbogen mit aufgehängter Brücken-, in denen sich im Beton Fehler wie Risse, Abschalungen und Porosität zeigten. Es wurden umfassende Dichtungsarbeiten ls Injektion durchgeführt und die Oberflächen mit Spritz- behandelt. Die Oere-Fluß-Brücke besteht aus einem Eisen-bogen von 90 m Spannweite mit darüberliegender Brücken- sowie einigen kleineren, massiven Bogen an beiden Enden. hier traten die gleichen Erscheinungen auf und wurden auf lbe Weise behandelt.

Bei den Brückenbahnträgern mußte eine recht große Anzahl tionslöcher gebohrt werden, und man bekam beim Aus-hen derselben unter Druck den Beweis der großen Porosität Betons, indem das Druckwasser in kräftigen Strahlen aus dem n trat. Die Oberflächen wurden vor der Injektion durch eine 3 mm dicke Lage von Spritzbeton gedichtet.

Da man glaubte, die Ursachen der Risse in den Brückenbahn-rn suchen zu müssen, wurde eine Verstärkung der Armierung eren Unterseite dadurch vorgenommen, daß auf jeder Seite räger zwei Stück 32 mm Rundeisen angebracht, mittels 10 mm leisenbügeln befestigt und mit einer Wulst von Beton über-zt wurden. Um eine bessere Verbindung zwischen dem alten n und dem Spritzbeton herbeizuführen, wurden mit 30 cm Ab-Vertiefungen ausgemeißelt. Im 90 m-Bogen zeigten sich nach em Regen an der Unterseite nasse Stellen, woraus geschlossen en mußte, daß das Wasser durch den Beton drang. Da ein eichen der Oberseite des Bogens mit Siderosten das Durch-rn des Wassers nur in beschränktem Maße verhinderte, wurde berseite des Bogens nach sorgfältiger Reinigung mit Spritz- behandelt; und zwar wurde die westliche Bogenhälfte in Lagen von zusammen 25 mm Stärke mit Drahtnetzeinlage, die östliche Bogenhälfte in einer 12 mm dicken Lage ohne tnetzeinlage mit Spritzbetonputz überzogen. Nach den bis-en Erfahrungen hat die letztgenannte Behandlungsweise mit iner Lage Spritzbetonputz und ohne Drahtnetzeinlage sich öllig genügend bewährt.

Als Injektionsmasse für Betonkonstruktionen wurde Zement- und zur Injektion bei Ziegelmauerwerk Zementmörtel echselndem Mischungsverhältnis unter 4 at Druck ver-et.

Außerdem wurden Instandsetzungsarbeiten mittels Zement-linjektion bei Brückenpfeilern und Bogen aus Granit-erwerk ausgeführt, bei denen sich im Laufe der Zeit Hohl-e gebildet hatten, weil der Mörtel zwischen den Steinen hwunden war. Dabei wurde stets vor der Injektion das rwerk durch Druckwasser von Erde und Ton gereinigt, f ein Ausblasen mit Preßluft erfolgte. Dann wurden die n ausgemauert und mit der Injektion von unten herauf nen und fortgefahren, bis der Zementmörtel sich in den liegenden Injektionslöchern zeigte, worauf die Injektion diese fortgesetzt wurde. Das Mischungsverhältnis des ntmörtels war ein Teil Zement auf drei bis vier Teile Sand 2 mm Korngröße.

Umfassende Injektionsarbeiten wurden an der Stützmauer des Södermalm-Tunnels in Stockholm ausgeführt, welche aus einer Granitsteinfassade mit Bruchsteinfüllung besteht. Vor der Injektion wurde das Innere der Stützmauer teils durch Löcher in der Vorderseite, teils von oben ausgespült, um den hintersten Teil der Mauer zu reinigen. Zur Injektion wurde Zementmörtel von 1:2,8 mit etwa 25% des Gesamtgewichtes an Wasser verwendet. In die Mauer wurden 620 m³ Zementmörtel gedrückt, was einer Summe an Hohlräumen von ca. 31% entspricht. Das Ergebnis dieser Injektionsarbeiten muß als sehr gut bezeichnet werden. Bei vorgenommenen Untersuchungen zeigte sich u. a. bei einer Probegrabung unmittelbar hinter der Stützmauer, daß die Injektionsmasse gut durch die 4 m starke Mauer gedrungen war.

Die Versuche mit armierten Trägern, welche durch Spritzbeton und Eiseneinlage verstärkt waren, zeigten, daß im allgemeinen die mit Spritzbeton behandelten Träger geringere Formveränderung aufweisen, als die nicht so behandelten, und daß erstere die Fähigkeit des Betons Zugspannungen aufzunehmen, erhöhe. Man hat auch den an derartigen Versuchsträgern haftenden Spritzbeton wieder entfernt, wobei sich gezeigt hat, daß der Zusammenhang mit dem auf gewöhnliche Weise vergossenen Beton gut und vielfach besser war, als der Zusammenhang innerhalb des letzteren, was auch mit den 1924 von der Materialprüfungsanstalt Berlin-Dahlem angestellten Versuchen übereinstimmt. Eine zweite Versuchsreihe zeigte, daß nichtarmierte Betonträger von 1:5:7 durch Injektion verstärkt werden können.

Eine dritte Versuchsreihe bezweckte, armierte und nicht armierte Träger mit Hilfe von Spritzbeton und Injektion zusammenzufügen, um festzustellen, ob Beton, welcher im Gießlöffel mit Spritzbeton gemischt wird, besser bindet, als durch Bestreichen mit Zementbrei behandelter Beton. Die Ergebnisse zeigen, daß es auf zufriedenstellende Weise möglich ist, undichte armierte Betonträger 1:5:7 mit Spritzbeton, Eiseneinlage und Injektion zu schweißen und auch zwei undichte, nicht armierte Trägerhälften mit Spritzbeton und Injektion mit gleich gutem Erfolge zu schweißen. Dagegen scheint die Behandlung mit Spritzbeton im Gießlöffel keinen Vorteil zu bieten.

Eine weitere Versuchsreihe, um alte armierte Betonsäulen durch Bekleidung mit einer Spritzbetonschicht mit Eiseneinlage zu verstärken, wurde mit sechs Stück 3,75 m hohen Säulen ausgeführt, von welchen drei mit einer Spritzbetonschicht mit Eiseneinlage versehen waren. Von den verstärkten Säulen wurden zwei probebelastet; sie brachen an den Enden ab. Danach scheint bei armierten Betonsäulen der Nutzen einer Spritzbetonschicht fraglich zu sein.

Zum Schlusse wurden Versuche mit Spritzbetonputz gemacht, welcher als ausgezeichnetes Mittel zur Behandlung von Betonoberflächen bezeichnet wird. Dabei wurde zuerst eine rund 10 mm dicke Schicht Unterputz aufgespritzt und bevor diese abgebunden hatte, eine Schicht von 3 bis 4 mm Feinputz aufgespritzt. In einem Schema über die ausgeführten Proben sind die Mischungsverhältnisse mit Porphyrit-, Granit- und Feldspatgrus sowie die verschiedenartige Flächenbehandlung mit Gebläse, Bürsten, Waschen mit Wasser oder Salzsäure usw. zusammengestellt. In seinem Schlußwort sagt der Bericht, daß es nunmehr erwiesen sei, daß man ältere Betonkonstruktionen durch Injektion und Behandlung mit Spritzbeton ausbessern oder genügend verstärken könne. Man kann ferner mittels Spritzputz ansprechende und gegen äußere Einwirkungen widerstandsfähige Oberflächen erzielen, wobei noch der Vorteil erreicht wird, daß die Putzschicht mit dem darunter liegenden Beton einwandfrei abbindet.

Ingeniören. Nr. 15. April 30. Zetzsche.

# Buchbesprechungen.

**hriftenbuch des Verbandes Deutscher Elektrotechniker,** Auflage, 1930. Preis 18.— *RM*. Zu beziehen durch den band Deutscher Elektrotechniker, Abt. Verlag, Berlin W 57, sdamer Str. 68.

Gegenüber der 16. (vorjährigen) Auflage weist das neue hriftenbuch eine Reihe von Änderungen auf, die sich im des Jahres 1929 als notwendig erwiesen haben. Unter den stimmungen, die entweder erstmalig oder völlig neu bearbeitet einen, ist besonders die Umgestaltung und Neubearbeitung Errichtungs- und Betriebsvorschriften zu nennen. wie auch die ebenfalls neu bearbeiteten Maschinen- und Transformatorenvorschriften und Freileitungsvorschriften werden besonders das Interesse auf sich lenken. Den 27 neuen Vorschriften stehen 16 ungültig gewordene Bestimmungen und eine Anzahl von Änderungen an bereits bestehenden Bestimmungen gegenüber, auf die im neuen Vorschriftenbuch entsprechend hingewiesen ist. Th.

**Barth-vom Ende: Die Maschinenelemente.** Fünfte, vollständig neubearbeitete Auflage. Sammlung Göschen. Preis geb. 1,50 *RM*. Verlag Walter de Gruyter & Co., Berlin.

Das Büchlein behandelt einleitend die Grundbegriffe der Festigkeitslehre und die Gesichtspunkte für Konstruktion, Be-

rechnung und die Wahl des Werkstoffs. Dabei sind Berechnungen von Maschinenteilen nach der zulässigen Spannung wie nach der elastischen Formänderung als Beispiele aufgeführt. Normung und Passungen sind ebenfalls berücksichtigt. In den Abschnitten: „Befestigungen, die Elemente der Wellenleitungen, die Elemente zur Übertragung der Energie von einer Welle auf die andere, die Elemente des Kurbeltriebs und die Elemente der Rohrleitungen" sind die gesamten Maschinenelemente rechnerisch und beschreibend behandelt. Die verschiedenen Schweißverfahren werden gestreift. Eingehend sind die Kugellager berücksichtigt. Fl.

**Einfluß der Verunreinigungen im Sauerstoff und im Azetylen auf die Wirtschaftlichkeit und Güte des Schnittes und der Schweißnaht** von Dr. W. Rimarski, Dipl.-Ing. C. Kantner und Dr. E. Streb (Heft 317 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens). Din A 4, IV 44 Seiten mit 76 Abbildungen und 45 Zahlentafeln. Broschiert ℛℳ 6.— (für VDI-Mitglieder ℛℳ 5.40). VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7. 1929.

**Modellversuche über den Wasserumlauf in Steil- und Schrägrohrkesseln von Dr. Ing. Carl Cleve. Strömungserscheinungen in rotierenden Rohren von Dr. Ing. Franz Levy. Bestimmung von Wärmeübergangstrahlen durch Diffusionsversuche von Dr. Ing. Werner Lohrisch.** (Heft 322 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens). Berlin 1929, VDI-Verlag G. m. b. H. Din A 4, IV 68 S. mit 79 Abb. und 15 Zahlentafeln. Broschiert ℛℳ 10.— (für VDI-Mitglieder ℛℳ 9.—).

### Fünf Jahre V W L.

Der technische und verwaltungstechnische Ausbau und schnell fortschreitende Entwicklung des deutschen Eisenb wesens machten für das damit stark anwachsende Unterric wesen der Deutschen Reichsbahn eine planmäßige und ge einheitliche Bearbeitung des gesamten Unterrichtsstoffes erfor lich. Zu diesem Zwecke wurde im Jahre 1924 die Verkehrswis schaftliche Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutsc Reichsbahn (Berlin W 8) gegründet, die jetzt auf über 5 J ihrer Tätigkeit zurückblicken kann. Durch die im Einverneh mit der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellsc von maßgebenden Verfassern und z. T. im amtlichen Auft herausgegebenen Werke und Lehrbücher hat diese Gesellschaft zur Belebung des fachwissenschaftlichen Dienstunterrichts getragen; ihre Veröffentlichungen bilden den Grundstock für Ausbildung und Fortbildung des Reichsbahnpersonals und wer auch überall da mit Freuden begrüßt, wo der Wunsch zu au beruflicher Fortbildung besteht. In den fünf Jahren des Bestel der Gesellschaft hat das Verlagsarchiv mit den Neuauflagen be die Zahl 150 erreicht. Die Erscheinungen des Verlages umfa folgende Gebiete: Allgemeines über die Reichsbahn, Amtl Veröffentlichungen, Wohlfahrt, Betrieb und Verkehr, Bau- Maschinentechnik, Eisenbahnrecht, Finanzwesen, Unterric wesen, Psychotechnik, Allgemeinwissen, Einheitskurzschrift, L stoffhefte, Unterhaltungsbücher. — Diese Gebiete werden stä weiter ausgebaut und erweitert.

# Verschiedenes.

### Internationaler Wettbewerb für „Behälter"-Bauformen.

Der Welt-Kraftwagenkongreß hat im Herbst 1928 in Rom die Frage des Behältersystems für den durchgehenden Eisenbahn-, Kraftwagen- und Seeschiffsverkehr zum erstenmal unter internationalen Gesichtspunkten erörtert. Auf Vorschlag des Präsidenten der Internationalen Handelskammer wurde darauf von der Internationalen Handelskammer, vom Völkerbund, vom zwischenstaatlichen Eisenbahnverband und anderen zuständigen Fachverbänden ein internationaler Ausschuß gebildet für einen internationalen Behälterwettbewerb.

Für die besten Entwürfe sind hohe Preise ausgesetzt (vorerst zweimal 5000 und 2000 Dollar).

Es handelt sich darum die beste Lösung des Problems einer durchgehenden Warenbeförderung mittels Eisenbahn, Schiff und Kraftwagen zu finden, um Verpackungs-, Sortier- und Lagerkosten möglichst zu verringern und die Beförderung der Waren auf die schnellste und wirtschaftlichste Weise vom Herstellungs- an den Verbrauchsort zu ermöglichen.

In Betracht kommen offene und geschlossene Behälter. Für beide Arten sollen drei Größen geschaffen werden, für die kleinste Gattung sind die Maße vorgeschrieben, nämlich 3,95 m lang, 2,15 m breit und 2,20 m hoch (bei geschlossener Art), 1,00 m hoch bei der offenen Bauart. Die Abmessungen der anderen Größen sind dem Bewerber überlassen. Das Gewicht, das jeder Behälter aufnehmen soll, ist auf 5 t festgesetzt. Das Gewicht des Behälters muß möglichst gering sein, andererseits müssen die Behälter aber in allen Teilen genügend Widerstandskraft aufweisen. Die Behälter müssen mit Lastkraftwagen, auf Plattformgüterwagen der Regel- und Schmalspur sowie mit Schiffen befördert wer können.

Die konstruktiven Einzelheiten für das Öffnen und Schlie und für die Verschlußvorrichtung sind anzugeben. Bei Türen senkrecht angeordnetem Gelenk muß die Türunterkante so l liegen, daß die Türflügel über den Seitenwänden der Plattf weg geöffnet werden können. Die unteren Teile der Tür mü jedoch ganz herabgeklappt werden können.

Die offenen wie geschlossenen Behälter müssen neben- o übereinander aufgeschichtet oder ineinander geschoben wer können. Der Vorschlag soll sich nicht auf zusammenlegl Behälter beziehen, doch können außerdem auch Entwürfe Behälter die beim Leertransport zusammengelegt werden kön vorgelegt werden. Die Zollübergangsbedingungen müssen beri sichtigt werden. Vorrichtungen zum Hochheben mittels K Greifer, Hubkarren, ferner Vorrichtungen für Verladung du Gleiten mittels Rampen sind vorzusehen. Die Art der Handhab bei dem Verladen von der Erde auf den Güterwagen und L kraftwagen sowie für den Übergang vom Güterwagen auf Lastkraftwagen und umgekehrt muß angegeben werden. A über die Art der Befestigung des Behälters auf dem Güterwa und Lastkraftwagen müssen die Bewerbungen Angaben enthal Endlich ist noch anzugeben aus welchem Baustoff der Behä bestehen soll.

Die Bewerbungen sind einzureichen beim Internation Ausschuß für den Behälterwettbewerb, Internationale Hand kammer, Paris, 38 Cours Albert.

Zum Wettbewerb zugelassen sind nur Firmen und Org sationen.

# Berichtigungen.

In dem Aufsatz **„Über die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen"** in Heft 11 sind folgende Berichtigungen vorzunehmen:

Seite 273 linke Spalte, fünfte Zeile von oben lies „wenn" statt „wann".

Seite 277 linke Spalte: In der Gleichung 7 ist das rechte Ende: „$= 0$" zu streichen, ferner sind die Punkte über P und $\psi$ zurechtzurücken; die Gleichung muß also lauten:

$$\dot{P} = \delta \, v \, (\varphi_0 + \omega \, t - \psi) - \delta \, x \, \dot{\psi}.$$

Seite 279: Abb. 7. Die Abszisse bildet die Zeit t

Seite 283 linke Spalte unten: Die Maßeinheiten für und $y_C$ sind nicht *mm* sondern *m*, also $y_B = -0{,}00$ $y_C = +0{,}021$ *m*.

Seite 284 rechte Spalte, sechste Zeile von oben n es statt „Überhöhungsbogen" . . . „Übergangsbogen" heiß

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

Abb. 1. Giebel

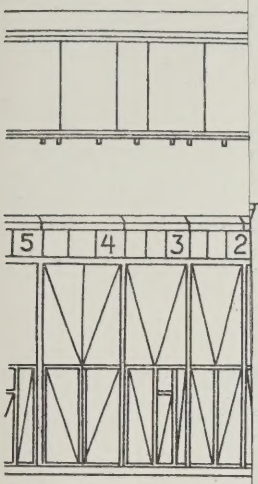
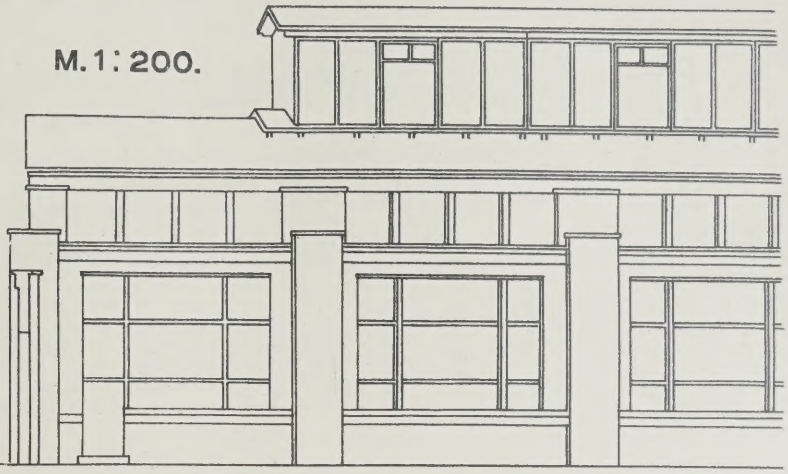



Abb. 3. Teilansicht des Lokomotivschuppens von der Außenseite.

M. 1 : 200.



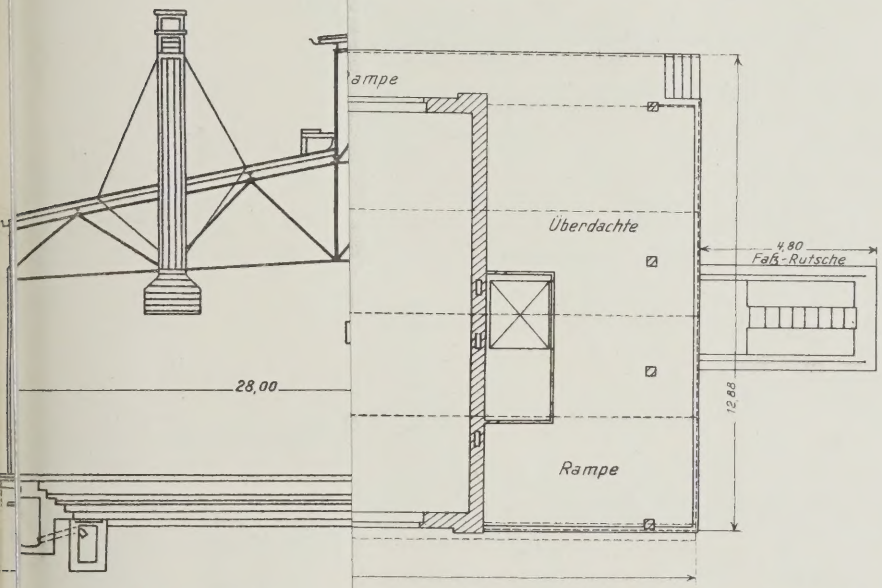
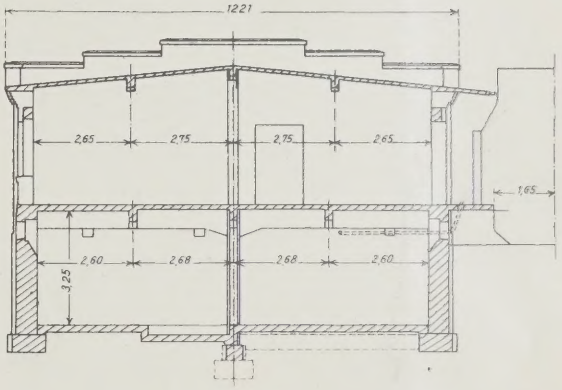



Abb. 6. Schnitt E-F.




M. 1 : 200. . Grundriß des Betriebsstofflagers (Erdgeschoß) M. 1 : 200.

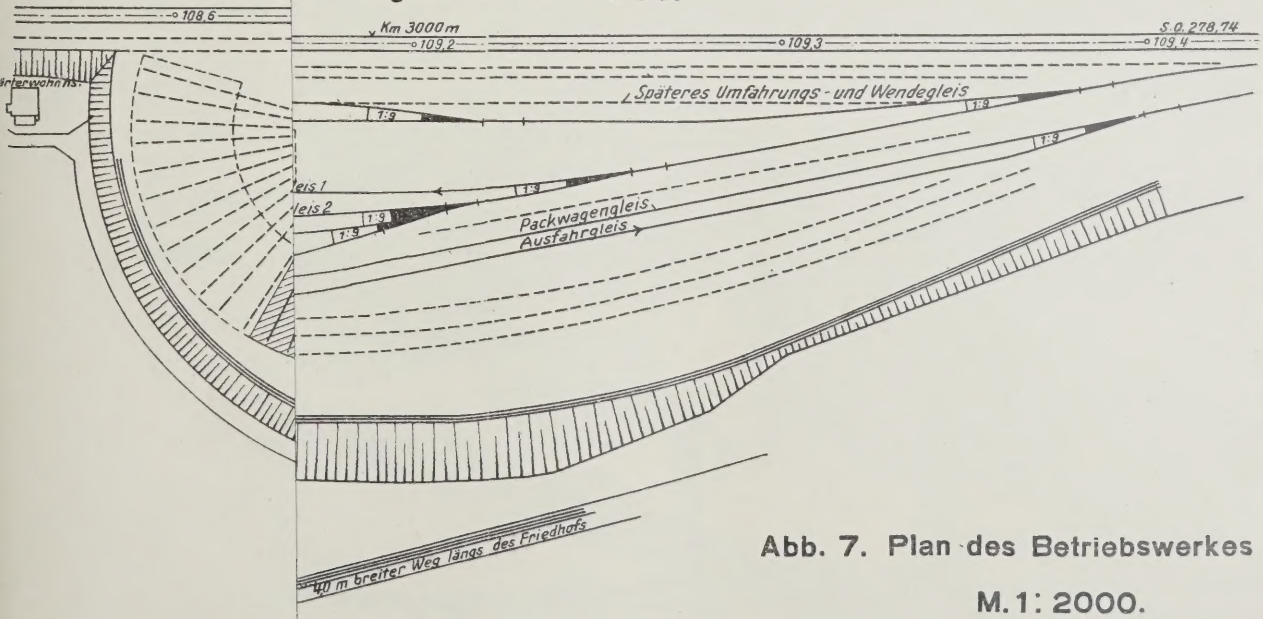



Abb. 7. Plan des Betriebswerkes Fulda.

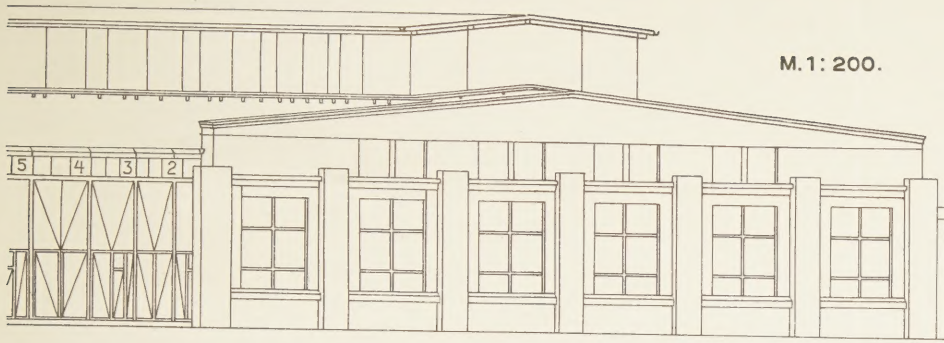
M. 1 : 2000.

Verlag Julius Springer, Berlin

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Zum Aufsatz: Das neue Bahnbetriebswerk Fulda.

Abb. 1. Giebelansicht des Lokomotivschuppens.




M. 1: 200.

Abb. 2. Vorderansicht des Verwaltungsgebäudes.

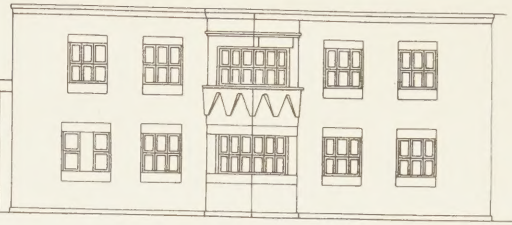
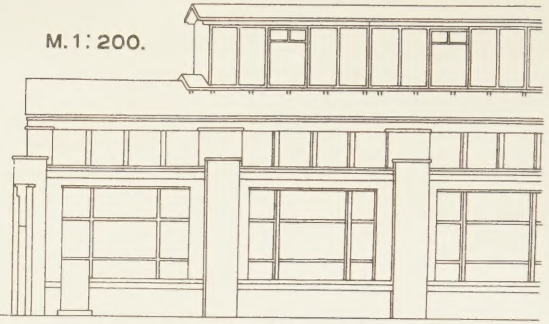
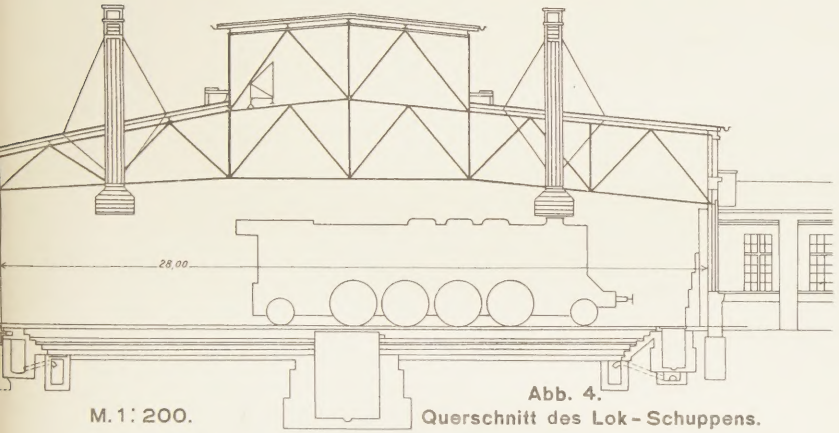


Abb. 3. Teilansicht des Lokomotivschuppens von der Außenseite.

M. 1: 200.






M. 1: 200.

Abb. 4. Querschnitt des Lok-Schuppens.

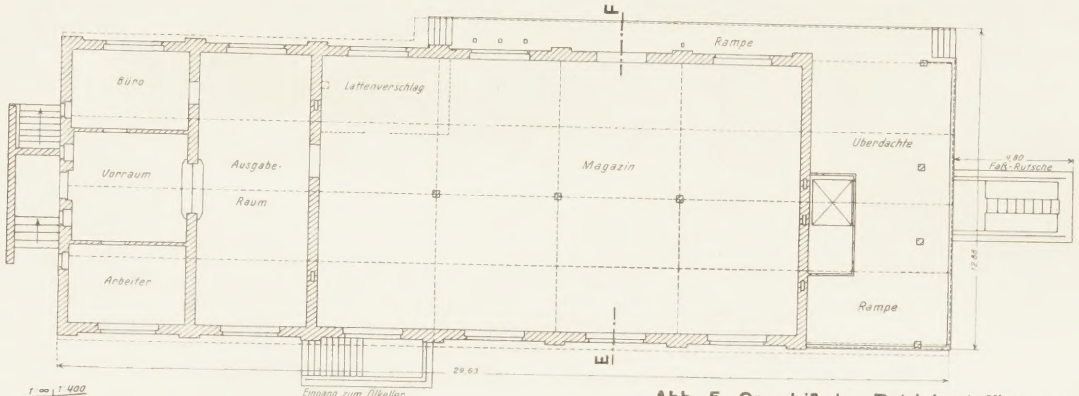
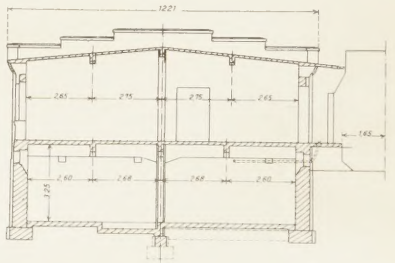



Abb. 5. Grundriß des Betriebsstofflagers (Erdgeschoß) M. 1: 200.

Abb. 6. Schnitt E-F.



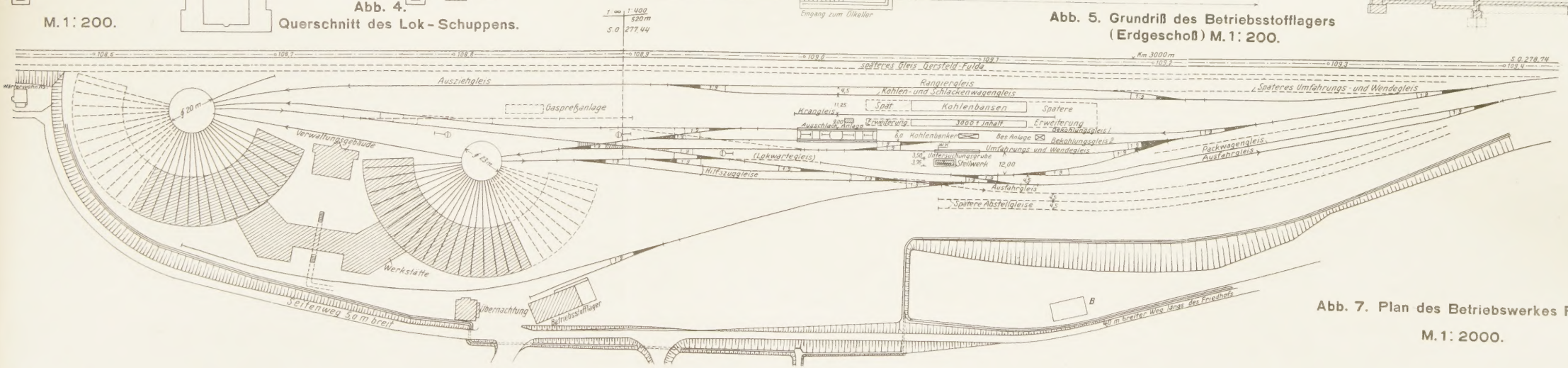
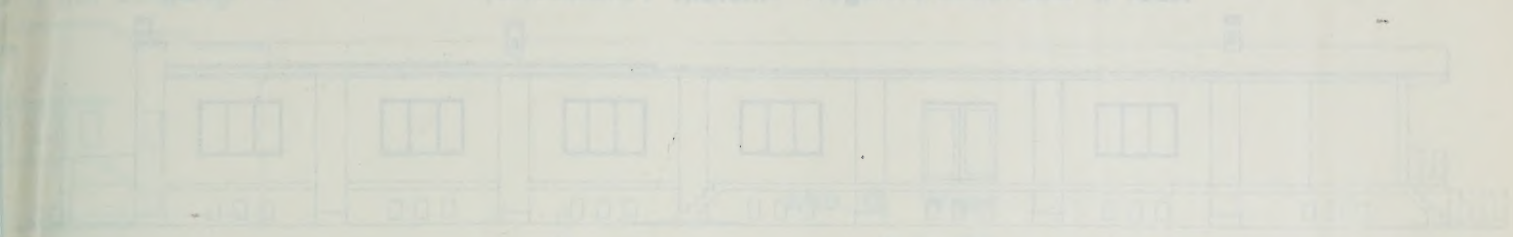



Abb. 7. Plan des Betriebswerkes Fulda.

M. 1: 2000.

Verlag Julius Springer, Berlin

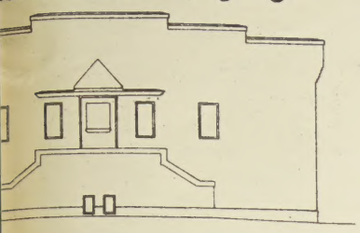
Lith. Anst. F. Wirtz, Darmstadt.



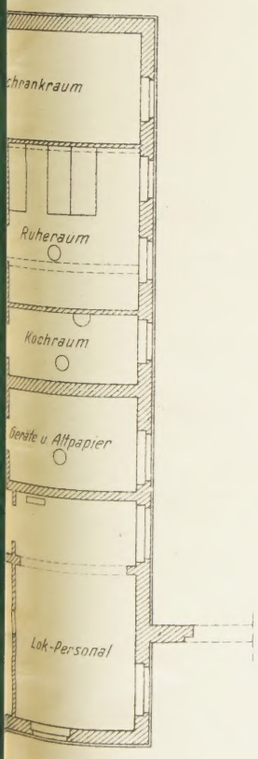
THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# e Bahnbetriebswerk Fulda.

## lansicht mit Eingang.

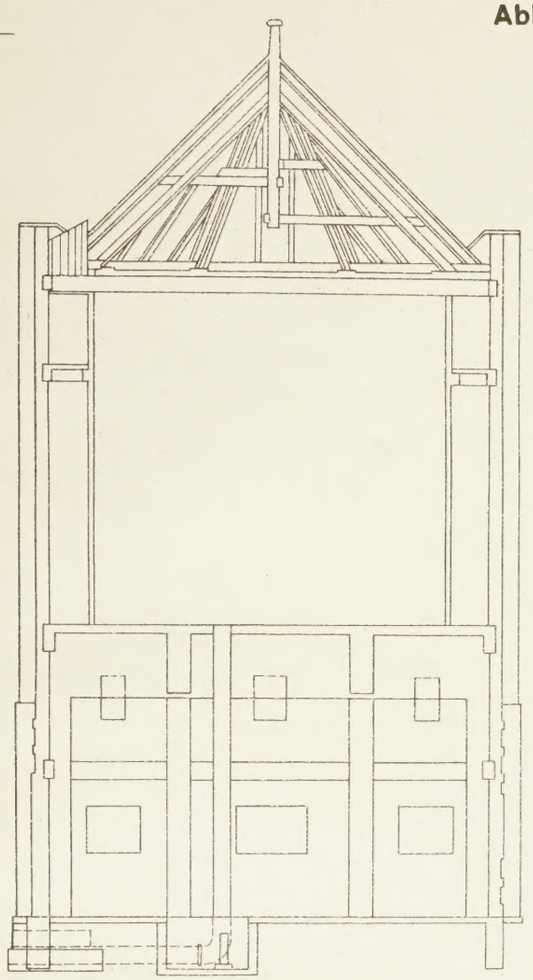


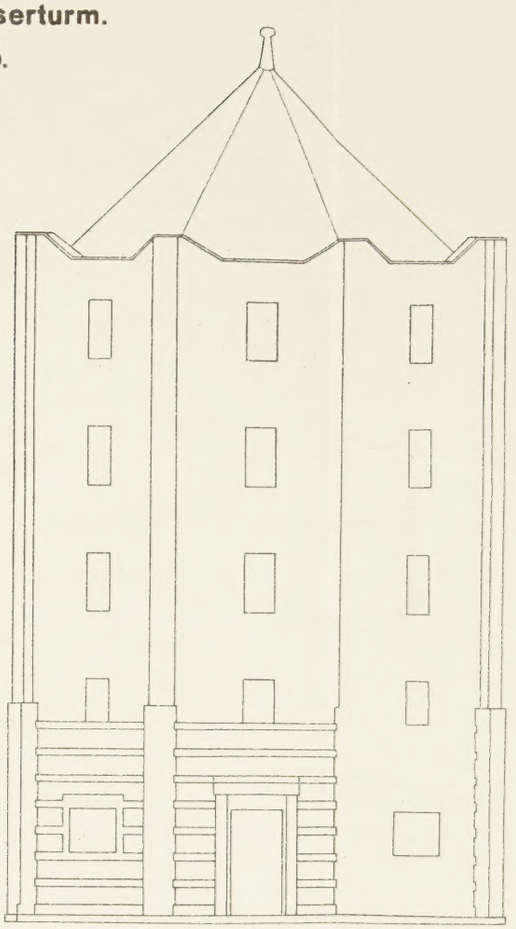
oß. M. 1 : 200.

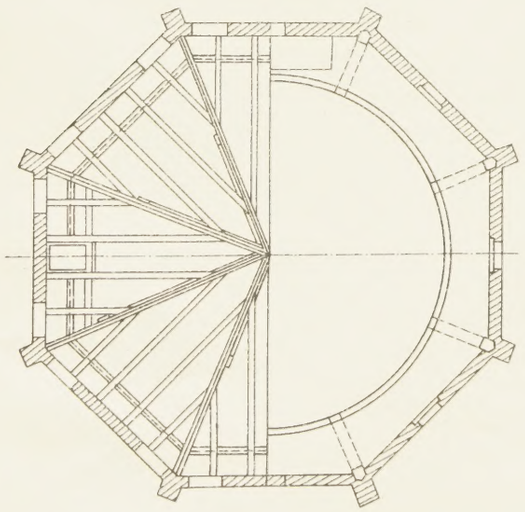


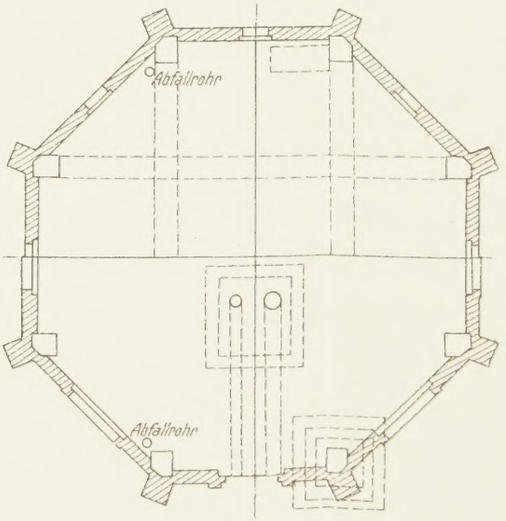

## Abb. 6. Wasserturm.

M. 1 : 150.



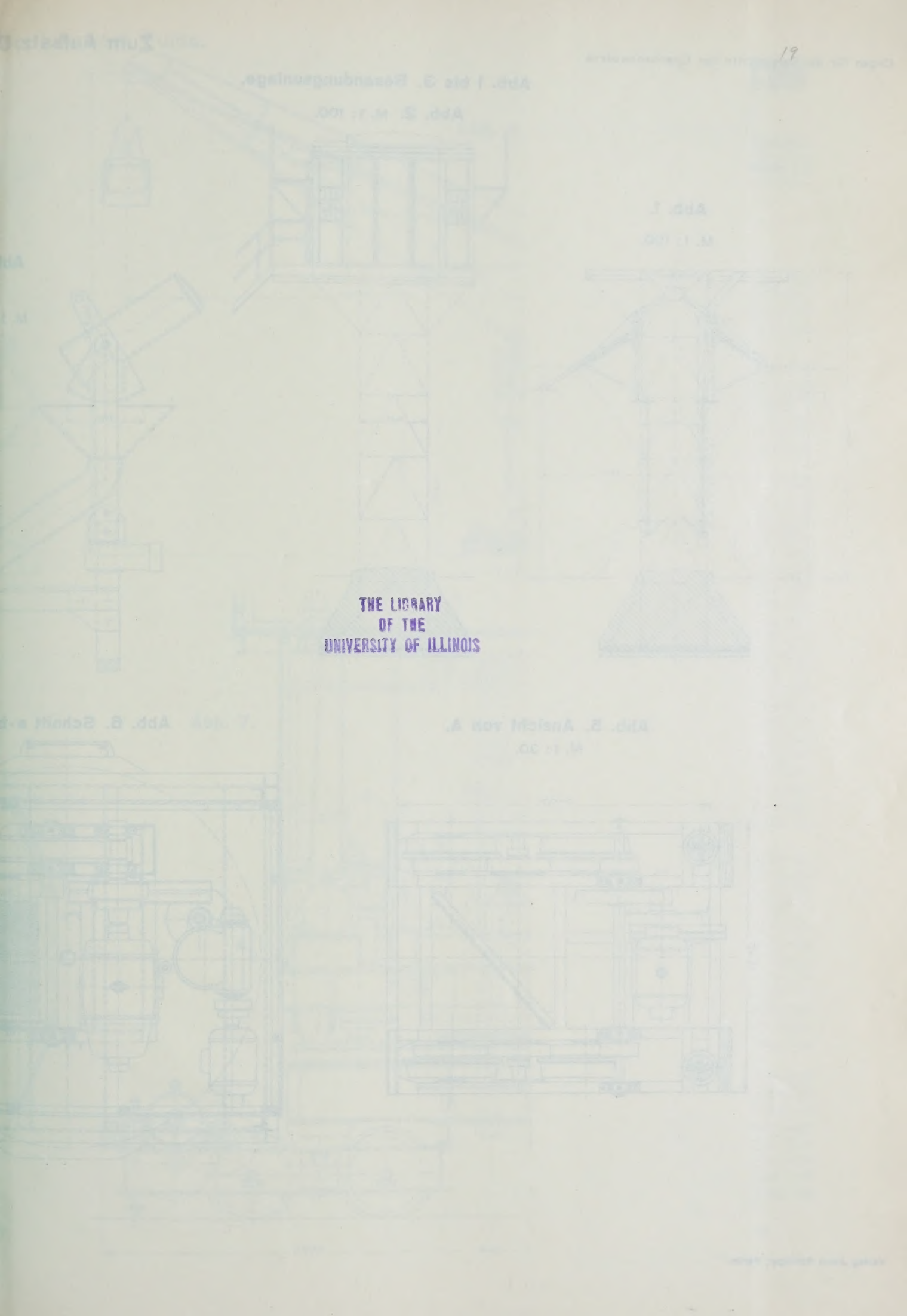







Lith. Anstalt v. F. Wirtz, Darmstadt.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS



## Abb. 1 bis 3. Besandungsanlage.

**Abb. 1.**

M. 1 : 100.

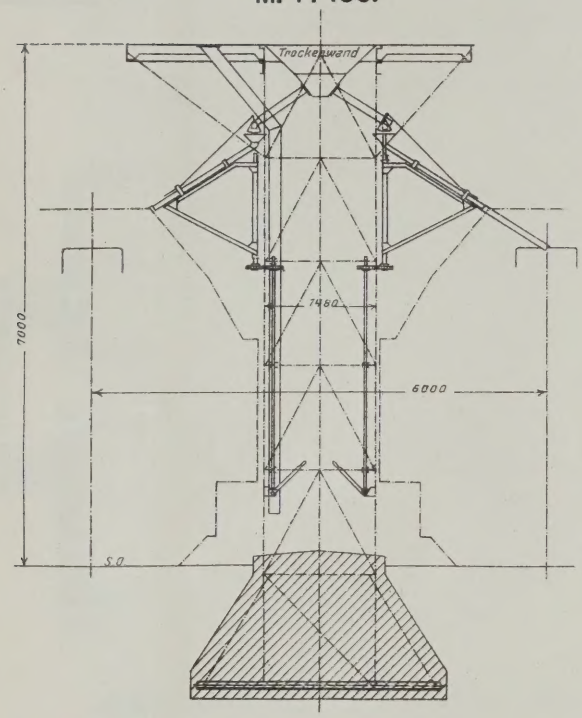



**Abb. 2.** M. 1 : 100.

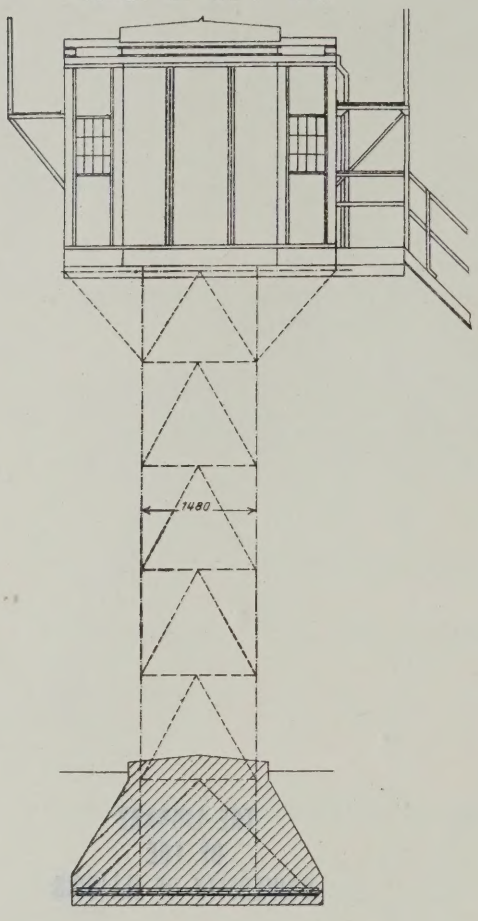



**Abb.**

M. 1:

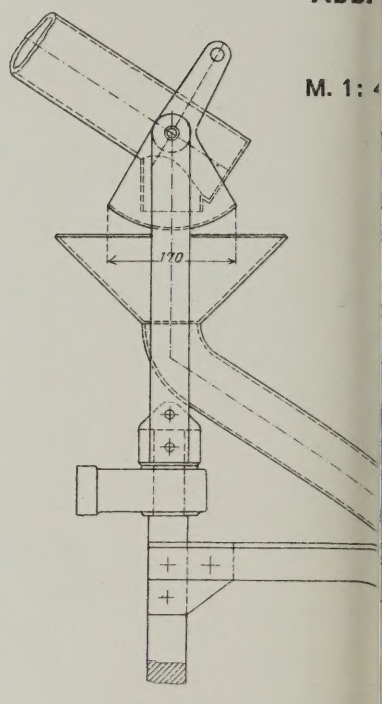



**Abb. 5. Ansicht von A.**

M. 1 : 30.

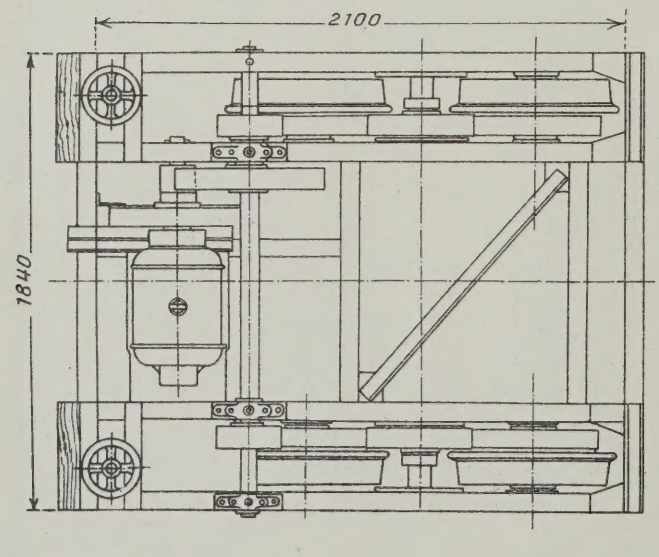



**Abb. 6. Schnitt a-b.**

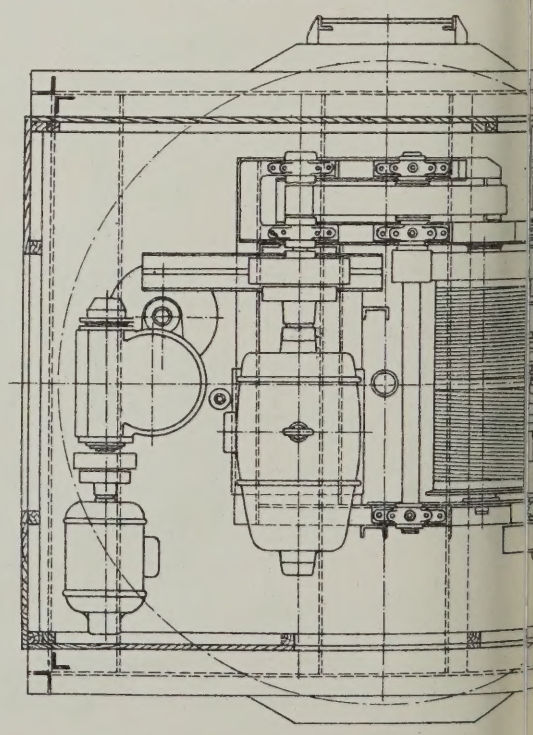


**Abb. 4. Elektrisch betriebener Bansenkran.**

M. 1 : 120.

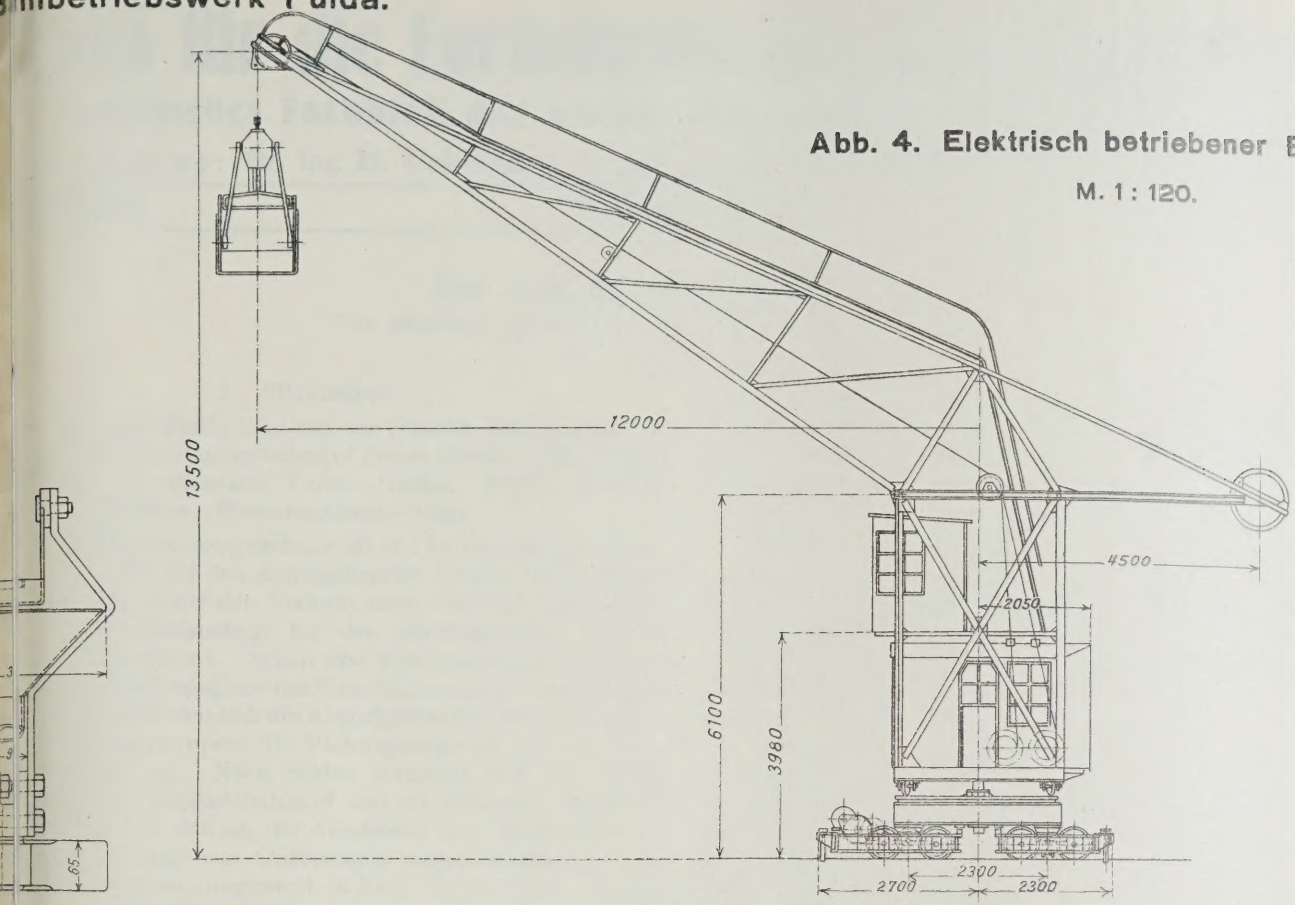
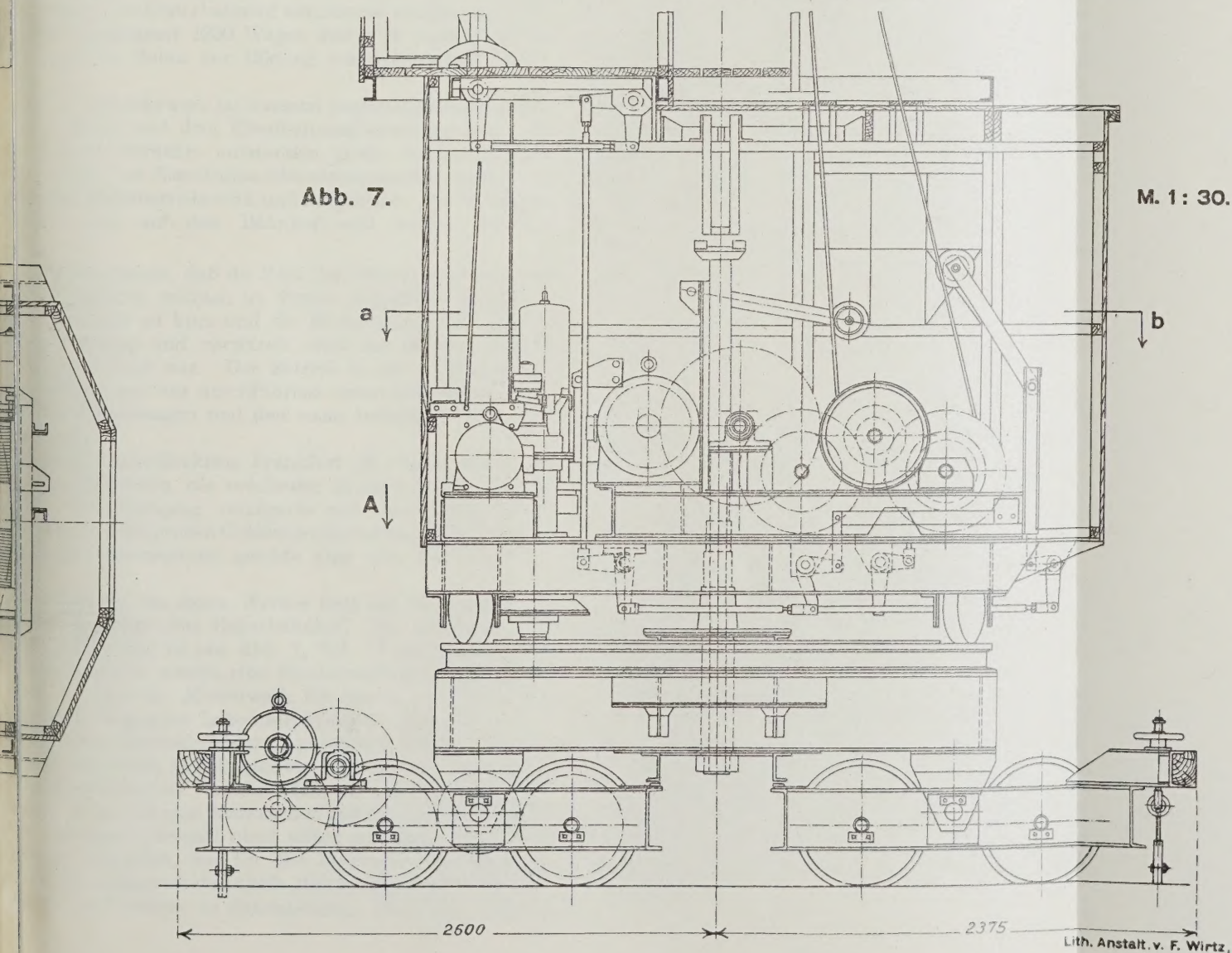
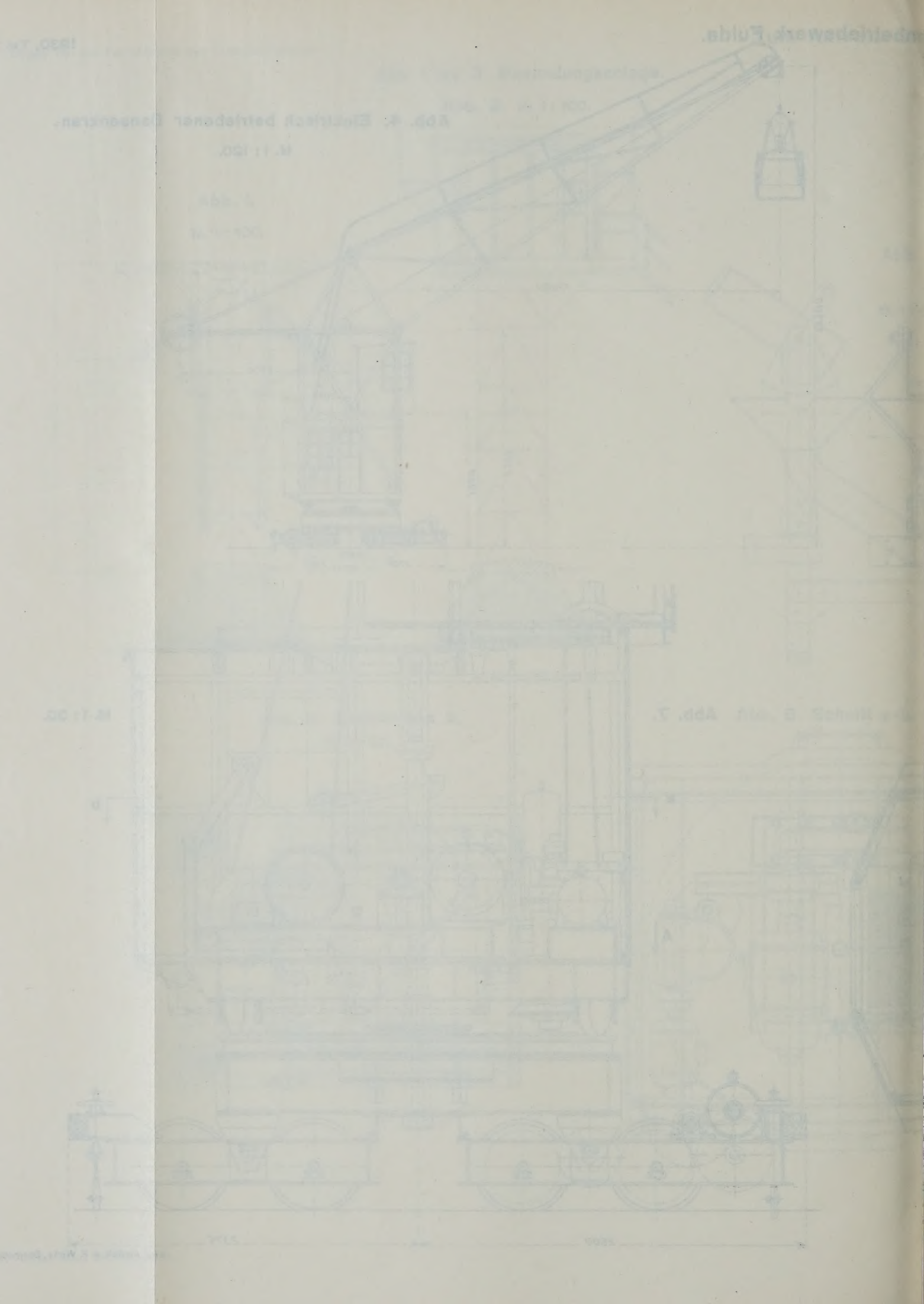



**Abb. 7.**

M. 1 : 30.




Lith. Anstalt v. F. Wirtz, Darmstadt.



rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
hriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang 1. August 1930 Heft 15

# Das neue Bahnbetriebswerk Fulda.

Von **Borghaus**, Direktor bei der Reichsbahn in Frankfurt a. M.

Hierzu Tafel 17 bis 19.

## 1. Allgemeines.

Der Bahnhof Fulda liegt auf der Strecke Frankfurt (M.)—
a. Er ist Durchgangsbahnhof dieser Strecke und zugleich
bahnhof der Strecken Fulda—Gießen, Fulda—Hersfeld
Fulda—Hilders—Wüstensachsen—Tann.

Für den Personenzugverkehr hat er vier Bahnsteige. Bahn-
1 und 2 sind für den durchgehenden Verkehr nach Frank-
und Bebra, 3 für den Verkehr nach Gersfeld und Hilders
n), 4 (Kopfbahnsteig) für den oberhessischen Verkehr
elsberg) bestimmt. Neben den Personenzuggleisen liegen
h die Aufstellungsgleise des Eisenbahnausbesserungswerkes.
Norden schließen sich die Abstellgleise für Personenwagen,
Triebwagenschuppen, die Viehwagenrampe und die Vieh-
nreinigung an. Nach Süden erstreckt sich die Güter-
tigung, der Freiladebahnhof und am äußersten Ende der
rbahnhof, an den an der Westseite eine Werkstätte zur
ellausbesserung von Güterwagen angeschlossen ist. Im
hof verkehren insgesamt 4 FD., 18 D., 6 E., 11 Eg.,
., 72 Gz. Der Güterbahnhof verarbeitet im Ein- und Aus-
täglich insgesamt 1200 Wagen und wird namentlich bei
lastung von Bebra zur Bildung von Güterzügen heran-
gen.

Das alte Betriebswerk lag äusserst ungünstig zwischen dem
nenbahnhof und dem Eisenbahnausbesserungswerk. Zu
n starken Verkehrs entstanden große Schwierigkeiten.
Bedienung des Eisenbahnausbesserungswerkes störte den
ehr zum Bahnbetriebswerk und umgekehrt. Die Störungen
rugen sich auf den Bahnhof und weiter auf die
ken.

Abgesehen davon, daß die Zahl der Stände zu gering war
Lokomotiven mußten im Freien aufgestellt werden —
n die Stände zu kurz und die Werkstätten- und Neben-
en so knapp und verzettelt, daß der Betrieb äußerst
erig und teuer war. Der Betrieb in der veralteten Be-
ngsanlage war nur durchführbar unter mehrfachem Um-
n der Kohlenwagen und den sonst bekannten Zeit- und
verlusten.

Die Reichsbahndirektion Frankfurt (M.) hatte schon seit
n das Bestreben, die veralteten Anlagen durch neue zu
zen. Der Fortgang verzögerte sich aber durch Krieg,
Folgen und die großen Geldschwierigkeiten. Der Übergang
hweren Lokomotiven machte aber den Neubau unab-
ar.

Das Gelände des neuen Werkes liegt am Südostende des
hofs gegenüber dem Güterbahnhof. Die Anordnung der
ude und Gleise ist aus Abb. 7, Taf. 17 ersichtlich. Das
ebswerk Fulda nimmt eine Sonderstellung ein durch die
abe, die ihm als Mutterwerk für die in der Rhön und
gelsberg liegenden Lokomotivbahnhöfe (Hünfeld, Tann,
ensachsen, Gersfeld, Alsfeld, Lauterbach, Gedern, Schlitz)
iesen ist, deren 15 Lokomotiven es neben den eigenen 55,
en Hauptstrecken verkehrenden, zu betreuen hat. Die
notiven werden zum Auswaschen und bei Ausbesserungen,
as Lokomotivpersonal nicht selbst ausführen kann, dem
rwerk zugeführt, was für den Betrieb vorteilhafter ist,
enn die Lokomotivbahnhöfe dafür eingerichtet werden.

Das Betriebswerk Fulda hat ferner die wichtige Aufgabe der Ersatzlokomotivgestellung für die Strecke Frankfurt—Bebra. Außerdem mußte dem rauhen Klima der Rhön, namentlich beim Ausbau der Gebäudeheizungen, besondere Beachtung geschenkt werden.

Bei Bemessung der Werkstätte und Lager wurde davon ausgegangen, daß künftig die Fahrzeugausbesserung durch den Austauschbau maßgebend beeinflußt wird. Die Lage der Räume und Arbeitsplätze wurde nach den kürzesten Förderwegen und kleinsten Verlustzeiten gewählt. Das Betriebsstofflager mußte für die Versorgung von 136 Außenstellen ausgebaut werden.

Nach dem Schuppenbesetzungsplan sind 34 Stände, 2 Schuppen von 18 und 16 Ständen, erforderlich. Der erste Schuppen von 18 Ständen ist fertig. Zur behelfsmäßigen Inbetriebnahme des Werkes sind am linken Flügel sechs Strahlengleise angelegt. Der zweite Schuppen ist im Bau. Der erste Schuppen hat eine 23 m Drehscheibe. Vor den zweiten soll die noch brauchbare 20 m-Drehscheibe des alten Werkes eingebaut werden. Dies ist aus Ersparnisgründen geboten und läßt sich auch mit den Bedürfnissen des Betriebes vereinbaren, weil eine größere Zahl kleinerer Lokomotiven (Rhön, Vogelsberg) zu behandeln ist. Die Erweiterung der Schuppenanlage muß nach der Richtung des zweiten Schuppens hin vorgenommen werden, weil die Kosten der Gründung am linken Flügel des ersten Schuppens so hoch geworden sind, daß es billiger ist, die Strahlengleise unbedeckt zu lassen und den zweiten Schuppen zu bauen. Dadurch entsteht der weitere Vorteil, daß bei Außerbetriebsetzung des Hauptschuppens durch Hochnehmen der Drehscheibe im zweiten Schuppen Ersatz, wenn auch nur im beschränkten Umfange vorhanden ist, der namentlich im Hinblick auf die von Fulda abhängigen Lokomotivbahnhöfe der Rhön und des Vogelsberges unbedingt erforderlich ist.

Zwischen den Lokomotivschuppen ist das Verwaltungsgebäude im Mittelpunkt des Betriebes angeordnet. Die ersten Stände des Hauptschuppens sind Auswasch- und Ausbesserungsstände. Anschließend an deren Kopfseite erstreckt sich die Werkstätte bis herüber zum zweiten Schuppen. Gegenüber dem Hauptschuppen liegt das Übernachtungsgebäude und am linken Flügel das Betriebsstoffhauptlager. Jenseits der Drehscheibe des Hauptschuppens liegt die Gas- und die Luftpreßanlage. Das Gelände des Betriebswerkes ist nach der freien Seite mit einem Zaun umgeben, an dem der Weg zum Betriebswerk entlang führt. Im Werk führt er am Übernachtungsgebäude vorbei durch eine Unterführung unter der Werkstätte zum Verwaltungsgebäude.

Die Gleisverbindung des Betriebswerkes mit dem Bahnhof ist beim Stellwerk Fgb hergestellt. Wegen des beschränkten Platzes ließ sie sich nur eingleisig ausführen, so daß sich die ein- und ausfahrenden Lokomotiven in der doppelten Kreuzungsweiche treffen. Damit bei etwaigem Versagen oder bei Entgleisungen das Betriebswerk zugänglich bleibt, ist eine zweite Verbindung vom Hauptgleis her eingelegt. Von und zum Güterbahnhof gelangen die Lokomotiven unter Kreuzung der Hauptgleise.

Im Lokomotivbahnhof verzweigt sich der Fahrweg nach den für den Betrieb erforderlichen Gruppen: 1. dem Kohlen- und Schlackenwagengleis mit dem daneben liegenden Verschiebegleis, das nach rückwärts bis zur Gaspreßanlage als Zustellgleis dür die Gaswagen verlängert ist, 2. den Bekohlungsgleisen und dem Umfahrungs- und Wendegleis, 3. den Packwagen-, Ausfahr- und Hilfszuggleisen. Die Gleise sind nach rückwärts vor den Drehscheiben zusammengeführt, so daß für die Lokomotivschuppen getrennte Ein- und Ausfahrten entstehen. Außerdem sind die Drehscheiben noch durch besondere Gleise verbunden. Vom Ausfahrgleis zweigt ein Gleis zum Ersatzteil- und Werkstofflager und von diesem wieder ein Gleis zum Betriebsstofflager ab.

Zwischen den beiden Lokomotivgleisen liegen die Besandungsanlage, der Kohlenbunker und die Ausschlackanlage. Über der Ausschlackanlage stehen drei Wasserkrane. Ein vierter steht am Umfahrgleis, in dem auch eine mit elektrischen Lampen ausgestattete Untersuchungsgrube eingebaut ist.

der vier letzten Stände des ersten Schuppens mußte tief bis auf gewachsenen Boden geführt werden. Die schachtungsarbeiten für die Fundamente des zweiten Schu waren wegen des felsigen Bodens sehr schwierig. Wege Nähe der Hauptstrecke durfte der Fels nicht gesp sondern nur mittels Preßlufthämmern gelöst werden. Dachbinder bestehen aus Eisen, das Dach aus Holzschalu doppellagigem Pappdach. Zur Rauchabführung dienen R fänge. Von gemeinsamer Rauchabführung wurde wege hohen Kosten und der Lage der Lokomotivschuppen im Felde abgesehen. Die Rauchfänge — drei Bauarten: Ze amt, Fabel, Direktion Frankfurt — sind an verschie Stellen des Schuppens angeordnet, um Erfahrungen zu sam In einzelne Rauchfänge sind Abschlußklappen aus Alumi eingebaut. Die Dachlaterne hat senkrechte Wände mit Fe die abwechselnd verglast und offen sind. Die offenen w im Winter zur Bindung der von den Lokomotiven ausgestra Wärme durch eine Lattenschicht bis auf einen etwa 25

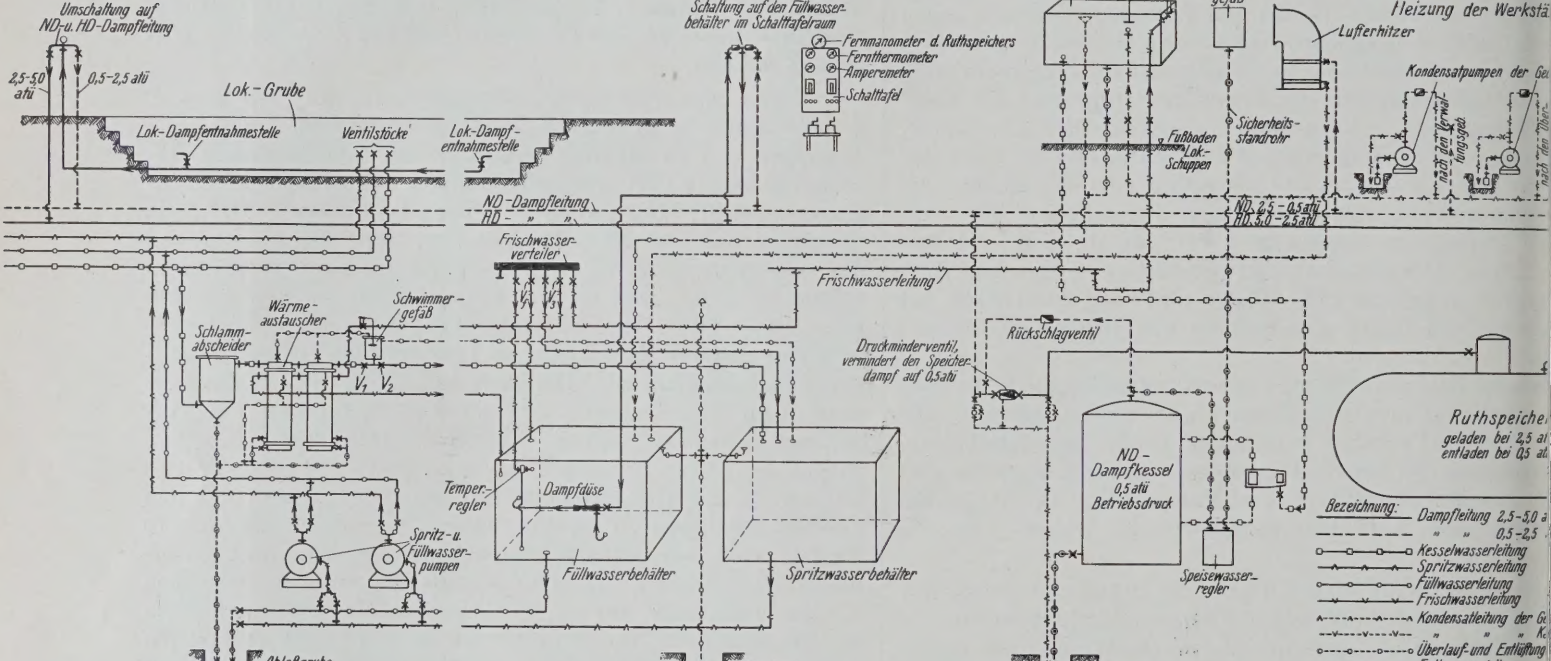



Abb. 1. Schaltbild zur Lokomotivauswaschanlage und Gebäudeheizung.

Im Mittelpunkt der Gleisanlage gegenüber dem Kohlenbunker liegt das den Betrieb im Lokomotivbahnhof regelnde Stellwerk.

Zwischen den Kohlenbansen liegt das vorläufig nicht angeschlossene Krangleis. Wenn später die Kohlen in Selbstentladern kommen sollten, kann es an das Kohlenwagengleis ohne große Kosten angeschlossen werden.

Gegenüber der Ausschlackanlage ist ein Aufenthaltsraum für die Ausschlacker, am Ende des Packwagengleises ein Raum für den Packwagenwärter und neben dem Packwagengleis ein Kohlenbansen für die Packwagenheizung eingerichtet.

Zur Ebnung des Geländes für das Betriebswerk mußten größere Erdarbeiten ausgeführt werden. Im ganzen wurden 180000 cbm Bodenmassen durch Bagger bewegt. Ein Teil wurde zur Anschüttung des Geländes, der Rest zur Ebnung des Geländes auf der Westseite des Güterbahnhofs verwendet.

## 2. Lokomotivschuppen, Werkstätte und ihre Einrichtung.

Die Standlänge der Lokomotivschuppen (Abb. 1 bis 4, Taf. 17) beträgt 28 m. Die Pfeiler der Außenwände bestehen aus Beton, die der inneren aus ][-Eisen. Die Fundamente

weiten Spalt geschlossen. Die Lattenschicht wird durch in Gelenken drehbare senkrechte Leisten gehalten. Im jahr werden die Latten weggenommen und auf dem Lau gelagert. Um die Fenster der Laternen sauber zu halten an beiden Seiten Schienenbahnen eingebaut, auf denen W laufen, die den Putzern als Stand dienen.

In den Schuppengleisen wurden für die Befestigun Schienen vier verschiedene Bauarten verwandt, um ein über ihre Haltbarkeit zu gewinnen: Hattinger Stühle, Hatt Tangentialkipplager, Hahmannsche Stühle und Asbestonei (Asbestonwerke Köln). Der Fußboden besteht aus einer starken Betonsohle, auf die in Mörtel 6 cm starke Basaltinp verlegt sind.

Die baulichen Einzelheiten der Schuppen sind im üb nach den Richtlinien des Ausschusses für Lokomotivbe lungs- und maschinellen Anlagen ausgeführt. Zur Schu beleuchtung dienen Glühlampen, die nach Bedarf ein- und geschaltet werden können. Hinter jedem Stand sind a Wand Steckdosen für tragbare Lampen vorgesehen. Die presser zur Erzeugung der Druckluft für das Ausblase Heizrohre sind in einem Anbau des Raumes für den Gasp

gestellt. Sie haben elektrische Antriebe von 15 und 7,5 PS pressen 150 bzw. 100 cbm/Min. auf 8 at. Die Preßluft ngt durch eine 54 mm weite Leitung in neben dem uppen aufgestellte Sammelbehälter und von hier in eine der Schuppenwand entlang geführte, 28 mm weite Leitung, zwischen je zwei Ständen mit einem Schlauchanschlusse ehen ist. Der Arbeitsdruck der Luft wird durch einen sttätigen Regler geregelt, der den Luftpresser ein- und chaltet. Die Leistung des Gaspressers beträgt 25 cbm/Std., Inhalt der Behälter 37 cbm. Die Achssenke hat eine Tragkeit von 25 t. Die Bühne wird mit der Achse durch vier ideln gehoben und gesenkt. Als Antrieb dient ein Elektroer 7,5 PS. Die Bühne hat den Vorteil, daß die Arbeiter n Achswechsel darauf stehen und ihre Werkzeuge untergen können. Das umständliche Auflegen von Holzbohlen ergl. entfällt. Die Öffnungen in den drei Gräben der ssenke sind durch verschiebbare Tröge überbrückt. Zum und Anbauen schwerer Lokomotivteile ist über Stand 8 ahrbarer Bockkran von 1000 kg Tragfähigkeit eingerichtet, n Laufkatze einen elektrischen Antrieb von 3 PS hat. leichtere Teile wird ein fahrbarer Auslegerkran von

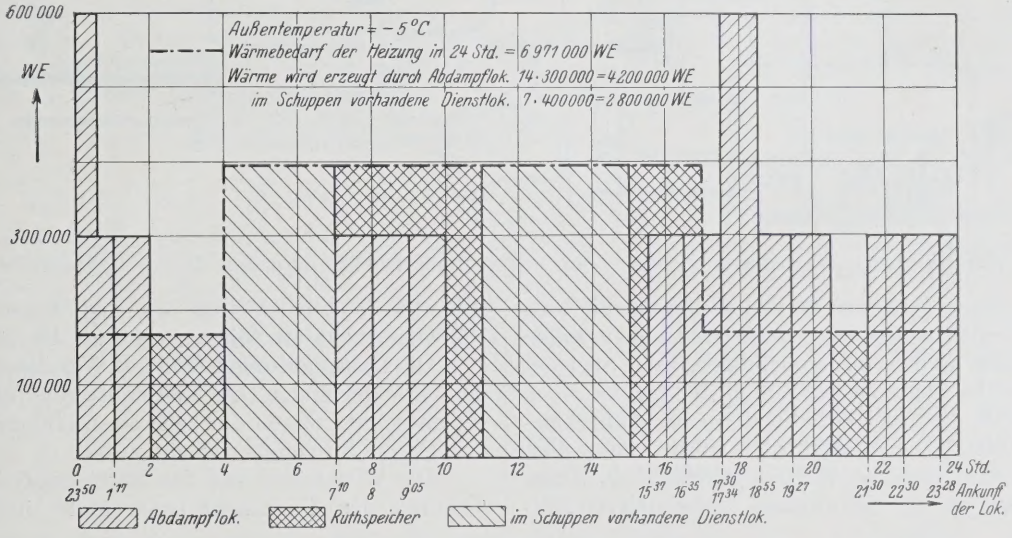



Abb. 2.

Deutlichkeit wegen ist der Wärmezu- und Abgang durch den Auswaschbetrieb nicht dargestellt, da sich die Wärmemengen im allgemeinen decken und ein verwertbarer Rest für die Heizung nicht übrig bleibt.

g Tragfähigkeit verwandt. Zum Verfahren der Lokoven auf den Ständen dient eine Einsetzwinde. Als mittel zum Fördern von Lokomotivteilen, Feuerschirmen usw. wurden gewöhnliche Stechkarren für ausreichend den. Von einer Hängebahn, Elektrokarren oder dergl. e wegen der hohen Anschaffungs- und Betriebskosten ehen. Die Förderung der Achsen zur Achsschenkelbank eht unmittelbar auf dem Gleis, das vor der Achsschenkelunter einem Laufkran mündet, mit dem die Achsen auf ank gehoben werden.

Die Anlage zum Auswaschen ist in der bekannten Art mit z- und Füllwasserbehälter und Kreiselpumpen zum Spritzen üllen ausgeführt. Die Behälter und Pumpen sind in der der Auswaschstände in einem Keller unter dem Ersatzer aufgestellt. Der Füllwasserbehälter hat 29 cbm, der zwasserbehälter 18 cbm Inhalt. Sie bestehen aus Schmiedevon 8 mm Blechstärke im Boden und 7 mm in den Seiten-en. Die Kreiselpumpen fördern 12 cbm/Std. auf 8 at und haben Drehstromantrieb von 7,5 PS. Die Anlage et fast ganz selbsttätig. Vor dem Spritzwasserbehälter n Wärmeaustauscher angeordnet, durch den die über 50° de Wärme dem Füllwasser zugeführt wird. Vor dem Abder ersten Lokomotive wird der Füllwasserbehälter mit 3—4 cbm Frischwasser angefüllt. Wird zu wenig gefüllt und deshalb beim Ablassen des Dampfes die Temperatur des Wassers höher als 95°, so läßt der Temperaturregler Frischwasser zulaufen. Vom Wärter sind also lediglich die Arbeiten an der Lokomotive und das An- und Abstellen der Spritz- und Füllwasserpumpe zu besorgen.

Nach der Wärmeberechnung verteilt sich die Wärme einer Auswaschlokomotive folgendermaßen:

| | |
|---|---|
| Es gehen an das Füllwasser 608000 WE. . . . | 85,5% |
| „ „ „ „ Spritzwasser 288000 WE. . . | 27,5% |
| „ „ verloren bzw. entweichen in den Schuppen 148000 WE. . . . . | 24,0% |
| | 100,0% |

Die im ganzen gelieferte Füllwassermenge beträgt unter der Voraussetzung, daß das Wasser auf 90° gebracht wird, 7 cbm, etwas mehr als eine Kesselfüllung. Das Abdampfen von Abstellokomotiven in die Auswaschanlage zur Erzeugung einer überschießenden Füllwassermenge, wie es vielfach geschieht, bringt also keinen Nutzen, wenn man das Füllwasser nicht zu anderen Zwecken verwenden kann.

In Wedau (siehe Organ 1917, S. 3) wurde s. Z. die Wasch- und Badeanlage und eine Warmwasserheizung für die Mannschaftsräume und die Werkstätte angeschlossen. Die Warmwasserheizung wurde durch eine Umlaufpumpe betrieben. Sie war durch eine Zweigleitung an die Warmwasserbehälter der Auswaschanlage angeschlossen. Wenn der Kessel der Heizung ab- und die Zweigleitung angeschaltet wurde, trieb die Kreiselpumpe das warme Wasser durch die Heizleitung. Es nahm bei dem Kreislauf Wärme aus dem Behälter auf und gab sie an die Heizkörper ab. Das Ergebnis hat namentlich wegen des hohen Stromverbrauches der Pumpen und der kostspieligen Unterhaltung nicht befriedigt.

In Fulda ist ein anderer Weg eingeschlagen worden, der auf dem Gedanken der unmittelbaren Verwendung des Abdampfes für alle Zwecke unter Zwischenschaltung von Ruths- und Warmwasser-Speichern beruht. Die Anordnung und Ausnutzung geht aus Abb. 1 hervor. Das Abdampfen geschieht in zwei Stufen durch die Hoch- und die Niederdruckleitung. An die Niederdruckleitung sind die Gebäudeheizungen angeschlossen. Die ankommenden Lokomotiven werden zunächst an die Hochdruckleitung angeschlossen. Der Dampf geht dann von der Heizleitung der Lokomotive durch die Hochdruckleitung zum Ruths-Speicher. Wenn der Druck in der Hoch-

druckleitung bis auf 2,5 at gesunken ist, wird die Verbindung mit der Niederdruckleitung hergestellt und bis auf 0,5 at abgedampft. Wird längere Zeit nicht abgedampft, so sinkt der Druck in der Niederdruckleitung unter 0,5 at. Dann gibt der Ruths-Speicher über das Druckminderungsventil Dampf ab. Das Abdampfen in zwei Stufen hat sich als sehr zweckmäßig erwiesen. Es hat den Vorteil, daß neuankommende Lokomotiven schon an die Hochdruckleitung angeschlossen werden können, Zwischenschaltung eines Rückschlagventils an die Niederdruckleitung angeschlossen. Die Speisung des Heizkessels erfolgt selbsttätig durch einen im Lokomotivschuppen angeordneten Wasserbehälter mit Schwimmerventil, das Frischwasser zusetzt, sobald ein gewisser Wasserstand unterschritten wird. Nach Abb. 1 und 3 wird das Niederschlagwasser der Gebäudeheizungen durch Kreiselpumpen zum Hochbehälter gefördert. Dies hat sich nicht bewährt. Die jetzt bei

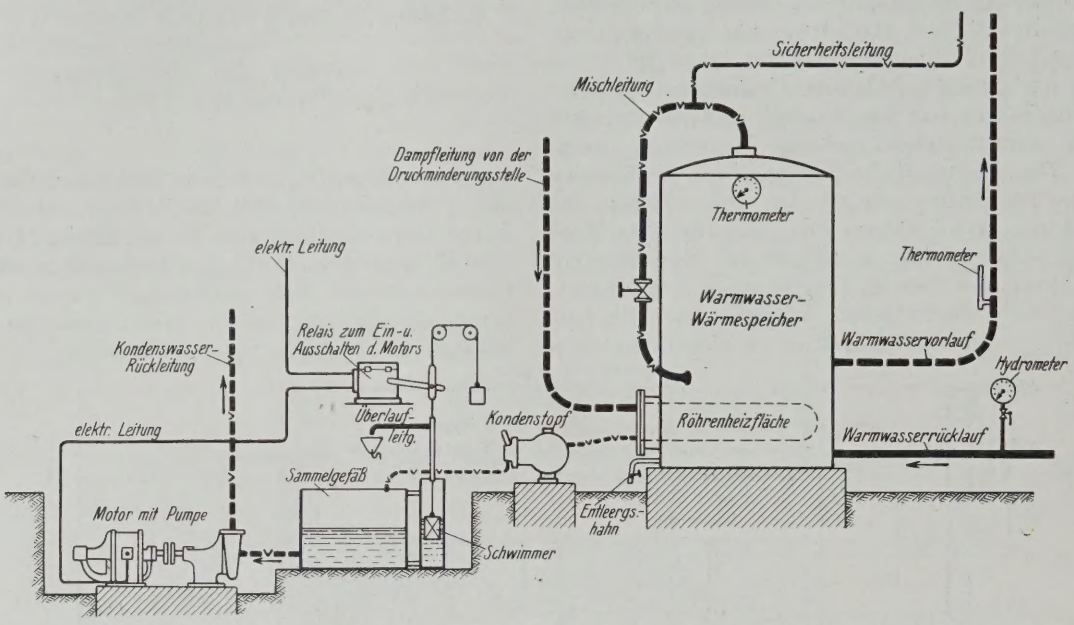



Abb. 3. Schaltbild des Warmwasserspeichers mit selbsttätiger Rückförderanlage für das Niederschlagwasser.

während noch die vorangegangenen an der Niederdruckleitung liegen. Die Zahl der gleichzeitig angeschlossenen Lokomotiven findet aber ihre Grenze an der Aufnahmefähigkeit der Speicher und der Heizanlage. In Fulda ist der Zulauf der Lokomotiven abends so stark, daß die Speicher die doppelte Aufnahmefähigkeit haben müßten. Die Anlagekosten würden dann aber so hoch geworden sein, daß die Wirtschaftlichkeit in Frage gestellt wäre. Deshalb ist von der anfangs beabsichtigten Aufgebauten Wasserschleifen, die das Wasser unmittelbar u Füllwasserbehälter führen, erfüllen die Aufgabe besser.

Die Dampfleitungen sind mit Wärmeschutz versehen, a den Stichleitungen im Lokomotivschuppen, bei denen d Wärmeschutz wegen der zeitweisen längeren Unterbrechu des Dampfdurchgangs wenig nützt.

Die Werkstätte und das Betriebsstofflager haben Da heizung, das Übernachtungsgebäude und das Verwalt

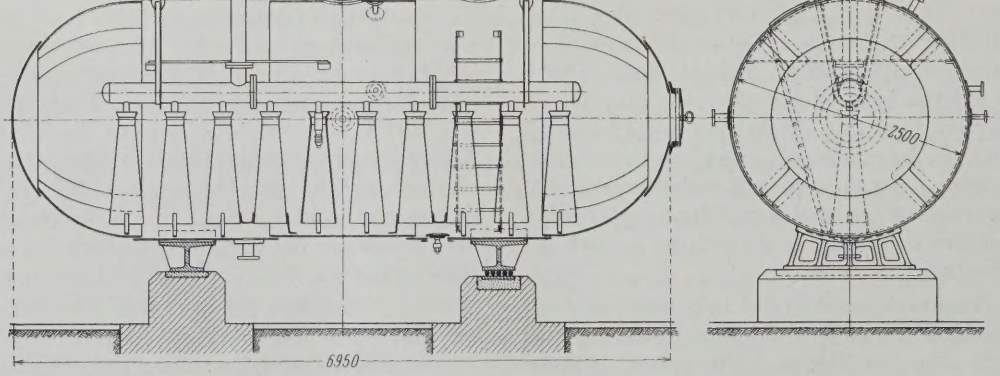



Abb. 4. Ruths Wärmespeicher; 30000 Liter Inhalt.

stellung eines zweiten Ruths-Speichers abgesehen und der Betrieb so eingerichtet worden, daß bei starker Kälte morgens die Hilfslokomotive länger herangezogen wird. Den Verlauf der Vorgänge zeigt Abb. 2.

Damit bei Störungen im Umlauf der Lokomotiven durch Außerbetriebsetzung der Drehscheibe oder Entgleisungen im Zufahrtgleis die Gebäudeheizung für kurze Zeit aufrecht erhalten werden kann, ist ein Heizkessel aufgestellt und unter

gebäude Warmwasserheizung. In diesen sind Warmwa speicher (Abb. 3) aufgestellt, die imstande sind, me Stunden lang die Heizung aufrecht zu erhalten und den R Speicher beim Ausgleich der schwankenden Wärmezufuh abgedampften Lokomotiven zu unterstützen.

Der Lokomotivschuppen hat keine Heizung. Außer von den Dampfleitungen ausgestrahlten Wärme (etwa 10— der durchgehenden) fließt ihm nur die von den Lokomo

gestrahlte Wärme und etwas Wärme aus dem Kellerraum Auswaschanlage zu.

Der Ruths-Speicher ist in Abb. 4 dargestellt. Er hat bm Inhalt und 6,5 at Höchstdruck. Die Abwasserleitung Speichers geht vereinigt mit der Sammelleitung des durch Wasserschleifen geförderten Niederschlagwassers der äudeheizungen zum Füllwasserbehälter. Das Abfallwasser

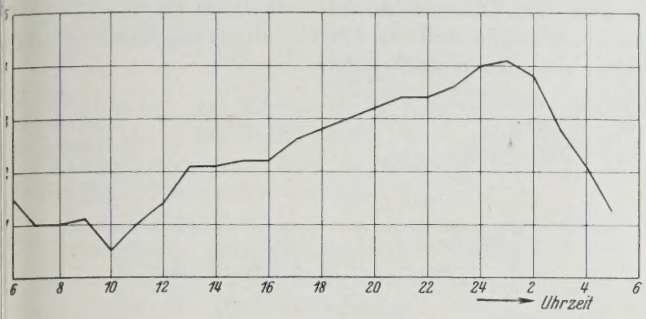
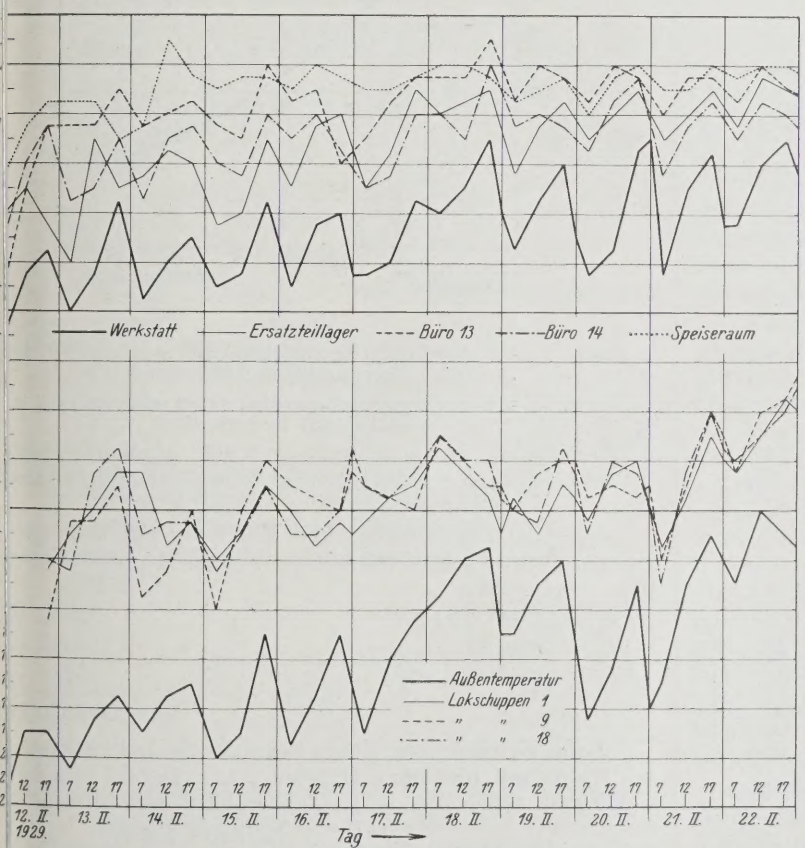



Abb. 5. Druckverlauf im Ruths-Speicher bei — 1 ° C.

Speichers und das Niederschlagwasser der Heizungen entchen zusammen dem von den abgedampften Lokomotiven ferten Dampfgewicht. Dieses wird also mit dem noch andenen Wärmeinhalt vollständig zurückgewonnen. Den auf des Druckes im Ruths-Speicher zeigt Abb. 5.




6. Temperaturen in den Räumen des Bw Fulda vom 12. bis 22. Februar 1929.

Während der großen Kälte im Winter 1928 wurden in den uden, die in Abb. 6 angegebenen Temperaturen beobt. Danach hat die Heizung den stärksten Anforderungen lgehalten. Erst bei Außentemperaturen von — 3° brauchte ittags stundenweise eine Lokomotive (im Schuppen vorene Dienstlokomotive) herangezogen zu werden.

Auffallend ist auch die günstige Temperatur im Lokovschuppen, obwohl er nicht mit Heizung versehen ist. festzustellen, worauf sie beruht, wurden Messungen in verschiedenen Höhenlagen gemacht. Das Ergebnis ist in Abb. 7 eingetragen. Danach herrschte eine von unten bis zur Mitte gleichmäßig zunehmende und nach oben gleichmäßig wieder abnehmende Temperatur als Folge der durch die schmalen Spalte in der Dachlaterne abgedrosselten Luftbewegung. Unter dem Dach lag, schützend über dem unteren Schuppenraum, ein warmes geräumiges Luftpolster mit kräftigem, den Rauch leicht aufnehmendem Auftrieb zur Dachlaterne, das auch den Verlust durch das Öffnen der Tore beim Ein- und Ausfahren der Lokomotiven auszugleichen vermochte. Das Polster wird sich nur bilden, wenn das Gebäude und namentlich das Dach geräumig genug ist, Wände, Dach, Tore und Fenster genügend dicht sind und die Schuppenbesetzung die nötige Wärmezufuhr durch die eingestellten Lokomotiven gewährleistet.

Ein gleich günstiges Ergebnis wurde mit derselben Ausführung an einem Lokomotivschuppen in Friedberg erziehlt.

Für die Auswirkung der von den Lokomotiven ausgestrahlten Wärme und die Beseitigung des Rauches ist danach die Bauform und Ausführung des Schuppens, namentlich des oberen Teiles, von ausschlaggebender Bedeutung.

Die Heizung wird noch besser, wenn der zweite Schuppen fertig ist, weil die Tore dann nicht so oft geöffnet zu werden brauchen, um fertig behandelte Lokomotiven heraus- und nachfolgende hereinzusetzen.

Die vielumstrittene Frage der Schuppenheizung gipfelt mehr in der Bauart der Schuppen als in der der Heizungen.

Es muß angestrebt werden, die von den abgestellten Lokomotiven ausgestrahlte Wärme möglichst vollkommen für die Heizung der Lokomotivschuppen auszunutzen. In Verkennung dieser Tatsache hat man bisher auf den guten, baulichen Zustand der Schuppen, namentlich der Dächer, Tore und Fenster, viel zu wenig Wert gelegt.

Ein Urteil über die Heizwirkung der abgestellten Lokomotiven für den Lokomotivschuppen gewinnt man, wenn man überschläglich die

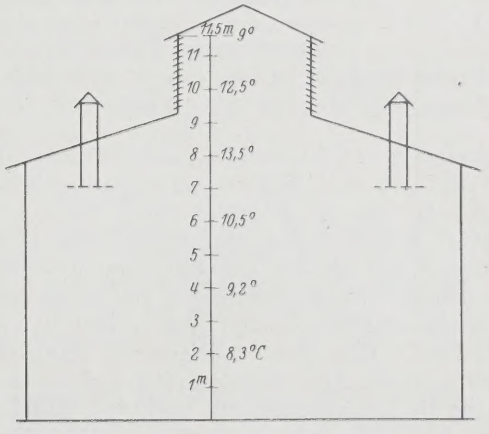



Abb. 7. Außentemperatur = — 12 ° C bei der Aufnahme am 30. 1. 29 von 10 bis $11^{30}$.

Wärmemengen berechnet, die die Lokomotiven durch Ausstrahlung abgeben. Nach dem Schuppenbesetzungsplan für das Betriebswerk Fulda verbringen die Lokomotiven in 24 Stunden rund 400 Lokomotivstunden im Schuppen. Das Eigengewicht des Lokomotivkessels beträgt durchschnittlich 18000 kg, das Gewicht des Wassers 5600 kg. Bei einer spezifischen Wärme des Eisens von 0,11 und einer Temperaturabnahme der Lokomotiven durch Ausstrahlung von durchschnittlich 6° in der Stunde ergibt sich eine Wärmemenge

von (18000.0,11+1.5600).400.6=18192000 WE., wodurch nach Landsberg, Organ 1929, S. 25 der Bedarf für die Heizung des vorhandenen Schuppenraums vollständig gedeckt werden könnte, wenn die Wärme in ausreichender Weise gebunden würde.

### 3. Wirtschaft der Abdampfverwertung.

Das in den abgestellten Lokomotiven steckende Kapital liegt ebenso wie die zum Hereinfahren in den Schuppen mitgeführte Wärmemenge brach. Wenn die Wärme auch durch Ausstrahlung zum Teil der Schuppenheizung zugute kommt, so geht doch das Wertvollste, der Dampf, ungenutzt in das Wasser über. Durch das Abdampfen werden die brachliegenden Werte ausgenutzt. Aus dem Kessel wird der Dampf und mit ihm durch Nachverdampfen von $^1/_{12}$ bis $^1/_{10}$ des Kesselinhaltes eine verwertbare Wärmemenge von 350000 WE. herausgeholt. Die während des Abdampfens und nachher durch Ausstrahlung in den Schuppen übergehende Wärme bleibt sich dabei nahezu gleich. Für die Wirtschaft der Abdampfverwertung kommt es daher nur auf den Unterschied der Wärmemengen an, die die nicht abgedampften Lokomotiven gegenüber den abgedampften

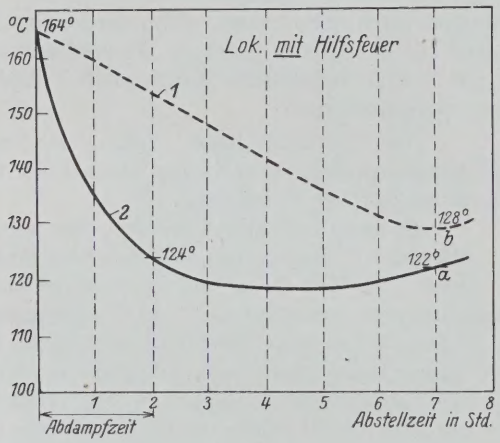



Abb. 8.

Linie 1 = Kesselwassertemperatur einer abgestellten und nicht abgedampften Lokomotive.
Linie 2 = Kesselwassertemperatur einer abgestellten und abgedampften Lokomotive.
Wasserinhalt der Lokomotive vor dem Abdampfen 6580 l.
Wasserinhalt der Lokomotive nach dem Abdampfen 5940 l.

nach einer über 6 Stunden dauernden Abstellzeit noch enthalten. Er läßt sich mit Hilfe der Temperaturlinien Abb. 8 und 9 berechnen, die im Betriebe durch Versuche mit P 8-Lokomotiven ermittelt sind. Sie weisen zwar nicht den Genauigkeitsgrad auf wie bei Laboratoriumversuchen, sind aber für die vorliegenden Berechnungen vollständig ausreichend. Die Versuche erstreckten sich auf Lokomotiven mit und ohne Hilfsfeuer. Die Linien 1 zeigen die Temperaturen der nicht abgedampften, 2 der abgedampften Lokomotiven. Der Verlauf ist für die Lokomotiven mit und ohne Hilfsfeuer verschieden. Nach dem Abdampfen, das sich in beiden Fällen ungefähr unter dem gleichen Druckabfall vollzieht, erholen sich die Lokomotiven. Die Temperaturen der abgedampften gleichen sich den der nicht abgedampften langsam an, so daß sich je länger die Lokomotiven abgestellt bleiben, der Temperaturunterschied mehr und mehr verringert und der Vorteil des Abdampfens wächst. Deswegen hat auch das Abdampfen der weniger als 6 Stunden abgestellten Lokomotiven keinen Wert und sind nur die letzten Abschnitte der Temperaturlinien verwendbar. Den gesuchten Unterschied zwischen der Wärmemenge einer abgedampften und einer nicht abgedampften Lokomotive erhält man mit genügender Genauigkeit, wenn man davon ausgeht, daß er gleichwertig ist derjenigen Wärmemenge, die umgekehrt zugesetzt werden muß, um den Wärmezustand nicht abgedampften zu erreichen oder in den Abb. 8 u von a nach b zu gelangen, d. h. 1. die Temperatur Kesselbaustoffs und 2. des Kesselwassers auf die der N abgedampften zu erhöhen und 3. das vorher beim Abdam übergerissene Wasser zu ersetzen und von Leitungstempe auf Kesselwassertemperatur zu bringen.

Für eine Lokomotive mit Hilfsfeuer ergibt sich dann dem bei einer 7stündigen Abstellzeit vorhandenen Temper unterschied des Kesselwassers von 6°:

$W_1 = 17000.0,11 = 6$ . . . . . 11200 W
$W_2 = 5940.6$ . . . . . 36640 W
$W_3 = 640.(108 - 10)$ . . . . . 75520 W
122360 W

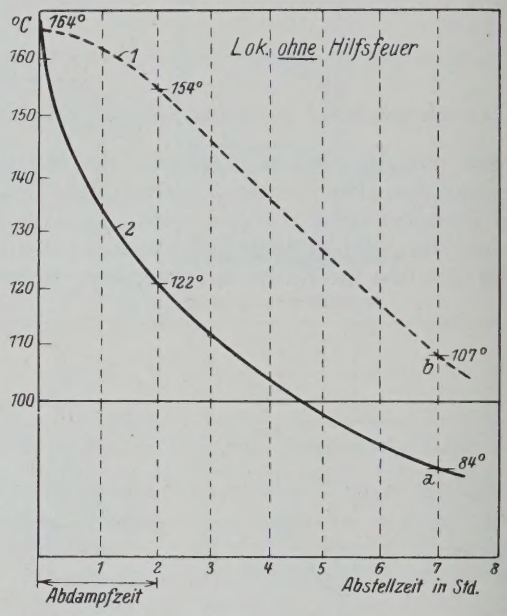



Abb. 9.

Linie 1 = Kesselwassertemperatur einer abgestellten un nicht abgedampften Lokomotive.
Linie 2 = Kesselwassertemperatur einer abgestellten un abgedampften Lokomotive.
Wasserinhalt der Lokomotive vor dem Abdampfen 6380
Wasserinhalt der Lokomotive nach dem Abdampfen 5800

Für eine Lokomotive ohne Hilfsfeuer mit dem nach gleichen Abstellzeit vorhandenen Temperaturunterschied 107 − 84 = 23°:

$W_1 = 17000.0,11.23$ . . . . . 23010 W
$W_2 = 5800.23$ . . . . . 133400 W
$W_3 = 580.(107 - 10)$ . . . . . 56260 W
232670 W

Beim Betriebswerk Fulda kommen die Lokomotiven zur Hälfte mit und ohne Hilfsfeuer an. Die im Durchsch eingebüßte Wärmemenge ist daher gleich dem Mittelwert den beiden oberen Werten $= \frac{122380+232670}{2} = 17752$ rund 178000 WE. Um diese zu erzeugen, sind $\frac{178000}{0,45.700}$ 57 kg Kohle erforderlich, die in der Rechnung als Vergü für das Abdampfen einer Lokomotive einzusetzen wären. Rücksicht auf den wechselnden Einfluß der Beschaffen und Bauart der Lokomotiven, des Brennstoffs, der Schup temperatur, des Schornsteinzuges, der Behandlung der L motiven usw. sollen 50 kg als angemessener Durchsch angesehen werden. Danach ergibt sich, wenn man die W schaft der Auswaschanlage als nachgewiesen betrachtet,

Wirtschaft der Heizungsanlage folgende Gegenüberstellung eingesetzten Werte beruhen auf genauen Ermittlungen im und Betrieb):

. Heizungsanlage alter Bauart mit Einzelsammelheizungen in den Gebäuden

1. Besitzkosten

| | | |
|---|---|---|
| Kessel . . . . . | 16000 ℛℳ | |
| Bauliche Anlagen . | 14000 „ | |
| Heizungsanlagen . | 31000 „ | |
| | 61000 ℛℳ | |
| Verzinsung und Tilgung 12%, Instandhaltung 1% = = 13% von 61000 ℛℳ . . . . . | | 7930 ℛℳ |
| 2. Löhne 2 Betriebsarbeiter als Heizer täglich je 9 Stunden an 220 Tagen = = 2.9.220.0,62 . . . . . | | 2460 „ |
| 3. Brennstoffe. Der größte Wärmebedarf in der Stunde beträgt 650000 WE., daher die Brennstoffkosten $\frac{650000.0{,}5.30}{1000}$ . . . . . | | 9750 „ |
| 4. Für Warmwasserbereitung . . . . . | | 900 „ |
| | | 21040 ℛℳ |

Neue Anlage (Abdampfverwertung)

1. Besitzkosten

| | |
|---|---|
| Anlagekosten 64000 ℛℳ | |
| Für Verzinsung, Tilgung und Instandhaltung 13% von 64000 ℛℳ . | 8310 ℛℳ |
| 2. Löhne | |
| $^2/_3$ Betriebsarbeiter 9 Stunden $^2/_3$.9.220.0,62. . . . . | 820 „ |
| 3. Brennstoff | |
| a) für täglich durchschnittlich 14 abgedampfte Lokomotiven sind an 220 Tagen zu erstatten $\frac{220.14.50.25}{1000}$ . . . . . | 3840 „ |
| b) für die kalten Tage Brennstoff für die stundenweise herangezogenen Lokomotiven . . . . . | 1700 „ |
| | 14980 ℛℳ |
| Davon ist abzusetzen der Gegenwert der im Niederschlagwasser des Heizdampfes enthaltenen Wärmemenge die dem Füllwasser der Auswaschanlage zugute kommt . . . . . | 740 „ |
| | 13940 ℛℳ |

Gegenüberstellung.

| | |
|---|---|
| triebskosten der alten Anlage . . . . . | 21440 ℛℳ |
| triebskosten der neuen Anlage . . . . . | 14240 „ |
| sparnis . . . . . | 7500 ℛℳ |

Der Mehraufwand an Anlagekosten von 64000 — 61000 = 00 ℛℳ wird gleich in den ersten vier Monaten eingebracht. da ab tritt die volle Ersparnis von 7500 ℛℳ ein. Wie ergleichsrechnung zeigt, ist das günstige Ergebnis hauptich auf die geringeren Ausgaben für Bedienung und stoff zurückzuführen. Gelingt es, im Sommer den f durch Aufdampfen von Lokomotiven oder anderweitig nutzen, so wird die Ersparnis entsprechend größer. ufig wird ein Teil ausgenutzt, indem zum Füllen kalter sserungslokomotiven möglichst hoch erwärmtes Füllr erzeugt wird.

Das für das Abdampfen errechnete Kohlengewicht von muß den Lokomotiven gutgeschrieben werden. Auf die nprämie hat es keinen nennenswerten Einfluß, ebenso nicht auf den t/km-Satz. Rechnungsmäßig wird der Betrag für sämtliche abgedampften Lokomotiven lediglich als Heizungskohle vom Jahresverbrauch an Betriebskohle abgesetzt. Die Wärmebilanz der Abwärmeverwertung stellt sich einschließlich der Auswaschanlage bei — 5° Außentemperatur folgendermaßen:

A. Anfallende Wärme täglich:

| | |
|---|---|
| 1. Im Dampf der Auswasch- und Abstellokomotive . . . . . | 8500000 WE. |
| 2. Im Schmutzwasser der Auswaschlokomotive . . . . . | 2000000 „ |
| | 10500000 WE. |

B. Wärmeverbrauch täglich:

| | |
|---|---|
| 3. Zum Anwärmen des Füllwassers der Auswaschlokomotive . . . . . | 2000000 WE. |
| 4. Zum Ausspritzen . . . . . | 600000 „ |
| 5. Für Warmwasserbereitung für Wasch- und Badezwecke . . . | 250000 „ |
| 6. Zur Beheizung der Werkstätte, des Verwaltungsgebäudes, Übernachtungsgebäudes u. Betriebsstofflagers bei — 5° Außentemperatur . . . . . | 5650000 „ |
| 7. Verluste . . . . . | 2000000 „ |
| | 10500000 WE. |

Die Zahl der abgedampften Abstellokomotiven wird der Außentemperatur angepaßt. Im Herbst wird bei sinkender Außentemperatur eine Lokomotive nach der anderen angeschlossen, die Zahl entsprechend dem Wärmebedarf allmählich gesteigert und im Frühjahr wieder vermindert. Im Durchschnitt werden während der 220tägigen Heizzeit 14 Lokomotiven abgedampft. Von Wichtigkeit ist, daß die Lokomotiven die abzudampfenden sowohl wie die auszuwaschenden mit möglichst hohem Wasserstand in den Schuppen gebracht werden, um möglichst viel Dampf zu gewinnen.

Nach Inbetriebnahme des zweiten Schuppens soll die Anlage wissenschaftlich untersucht werden, um festzustellen inwiefern die praktischen Erfahrungen mit der Theorie in Einklang stehen.

Der Dampflokomotive ist durch die Abwärmeverwertung in der vorliegenden Form eine neue Seite abgewonnen, die bei weiterer Vervollkommnung für den Wettbewerb mit anderen Betriebsmittel zu beachten ist.

### 4. Die 23 m-Drehscheibe.

Das Lager am Königsstuhl ist als Spurlager ausgeführt, das wesentlich einfacher, haltbarer und billiger in der Unterhaltung ist als das Kugel- oder Rollenlager. Die Laufkranschiene (Kranbahnschiene) ist in der bekannten Weise auf einem einbetonierten Kastenträger gelagert und gegen Wandern gesichert.

Das Fundament liegt in aufgeschüttetem Boden. Es mußte 4 m tief bis auf gewachsenen Boden heruntergeführt werden.

### 5. Die Werkstätte (Abb. 10).

Die Wände bestehen aus Ziegelrohbau, die Dachpfetten aus Eisen. Zwischen den Pfetten sind Bimsbetonplatten eingebaut und darauf nach Ausgießen der Fugen mit Zementmörtel zwei Lagen Pappe verlegt.

Die Breite der Werkstätte ergibt sich aus der Forderung, daß an der Fensterseite Platz genug für die Werkbänke, in der Mitte für die Werkzeugmaschinen, an der Seite für den Verkehrs- und Förderweg vorhanden sein muß. Die Maschinen haben elektrischen Einzelantrieb. An den beiden Flügeln sind die für den Werkstättenbetrieb erforderlichen Nebenräume

angeordnet. In der Schmiede stehen zwei Schmiedefeuer und ein Kort-Kraft-Federhammer. Einrichtungen für die Unterhaltung der elektrischen Anlagen sind nicht vorgesehen. Sie sind in dem günstiger gelegenen Triebwagenschuppen belassen worden. Zum Werkstoffersatzlager führt vom Gleis aus eine Kranbahn mit Laufkatze. Der Schaltraum für die Abdampfverwertung ist vom Lokomotivschuppen aus zugänglich. Eine Treppe führt in den darunterliegenden Behälterraum und den daran anschließenden Heizkesselraum, der im übrigen noch vom Hof her durch eine Treppe zugänglich ist und durch einen besonderen Einlaß mit Brennstoff beschickt wird.

### 8. Das Betriebsstofflager

(Abb. 5 und 6, Taf. 17 und Abb. 1 und 3, Taf. 18

Die verhältnismäßig große Abmessung des Öllagers bedingt durch die Versorgung von 136 Außenstellen. Da wird aus dem Kesselwagen den Behältern unmittelbar geleitet und durch Pumpen nach oben in die Ausgabe beförd Die Fässer werden durch einen Aufzug von 1000 kg T fähigkeit in den Ölkeller gebracht. Im Raum r befindet die Trafo- und Schaltanlage für die Versorgung des Betri werkes mit elektrischem Strom. Zweidrittel der gesamten Gru fläche des Lagers liegen in aufgeschüttetem Boden. Da

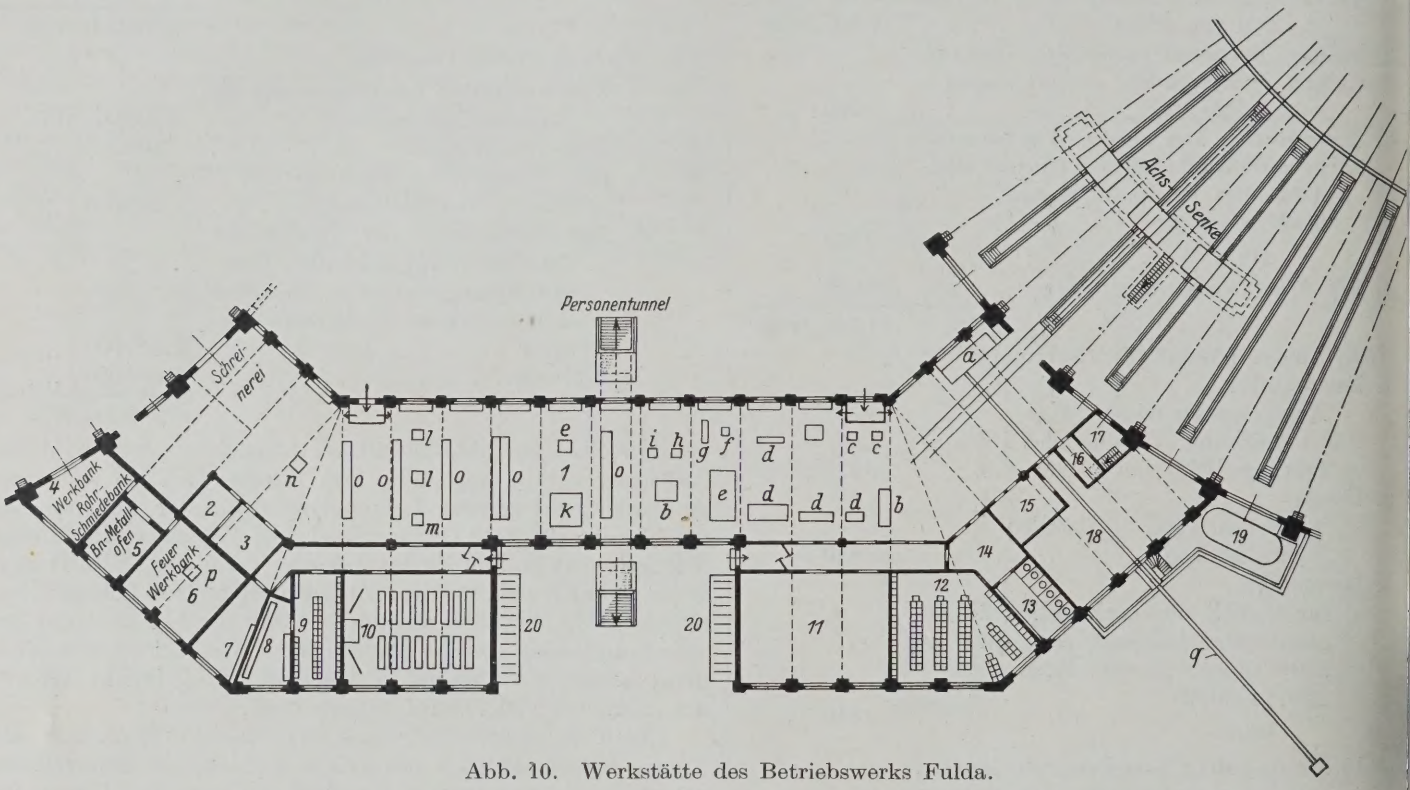



Abb. 10. Werkstätte des Betriebswerks Fulda.

Raumbezeichnung.

| | |
|---|---|
| 1 Werkstätte | 10 Unterrichtsraum |
| 2 Werkführer | 11 Speiseraum |
| 3 Betriebsrat | 15 Werkzeugausgabe |
| 4 Klempnerei | 16 Werkmeister |
| 5 Gießerei | 17 Schaltraum für Aus- |
| 6 Schmiede | waschanlage |
| 7/13 Aborte | 18 Werkstoff-Ersatzlager |
| 14 Waschraum | 19 Ruths-Speicher |
| 8/9/12 Schrankräume | 20 Fahrradständer |

Maschinenverzeichnis.

| | |
|---|---|
| a Achsschenkeldrehbank | i Vorrichten zum Einpre |
| b Hobelmaschinen | von Buchsen |
| c Schmirgelscheiben | k Lagerbohrbank |
| d Drehbänke | l Blechscheren |
| e Bohrmaschinen | m Lochstange |
| f Kaltsäge | n Rohrbiegemaschine |
| g Schleifstein | o Werkbänke |
| h Richtplatte | p Kammer |
| | q Kranbahn mit Laufkatz |

### 6. Das Verwaltungsgebäude (Abb. 4 und 5, Taf. 18).

Die Wände sind aus Ziegelrohbau, die Decken aus Eisenbeton. Das Dach ist als Flachdach ausgebildet. Auf die Betondecke ist eine Lage Bitumenpappe gelegt und diese mit einer Klebemasse, Arco-Tog, überstrichen.

In dem zweistöckigen, vorderen Teil sind die Büroräume, in dem hinteren, einstöckigen die Schrank-, Wasch-, Bade- und Geräteräume untergebracht. Von dem an dem zweistöckigen Teil angebrachten Erker haben die Aufsichtsbeamten eine Übersicht bis zur Bekohlungsanlage. Der im Kellerraum aufgestellte Wärmespeicher ist durch die Treppe zugänglich.

### 7. Das Übernachtungsgebäude (Abb. 2, Taf. 18).

Es liegt gleich am Straßeneingang und ist in Ziegelrohbau mit Zwischendecken aus Eisenbeton ausgeführt. Der Dachstuhl besteht aus Holz, die Dachhaut aus Schiefer auf Holzschalung. Im Kellergeschoß sind Geräteräume und ein Raum für Wärmespeicher, im Erdgeschoß Wirtschaftsräume und das Verbandzimmer, im Obergeschoß die Übernachtungsräume.

Gelände nach einer Seite hin fällt, mußte die Ausschachtung auf gewachsenen Boden treppenartig erfolgen. Der Kelle 36 m lang und nimmt 110000 kg Öl auf. Die Fundam mußten daher sehr sorgfältig ausgeführt werden. Die trep artige Ausschachtung wurde zunächst durch Magerbeton geglichen. Dann wurde über die ganze Grundfläche eine e bewehrte Betondecke gestreckt, die für die ganze Gebäud eine tragfähige Sohle bildet. Das Kellergeschoß besteht auf einige Zwischenwände aus Beton. Das Erdgeschoß pfeilerartig hergestellt. Die Zwischenfelder sind in Zie rohbau ausgeführt. Das Dach besteht aus einer eisenbewehr Betondecke, die doppellagig mit Pappe abgedeckt ist.

### 9. Die Bekohlungsanlage.

Die Anlage ist nach dem im Organ 1927, Heft 6, S. 9 gegebenen Grundgedanken durchgebildet. Gegenüber ande bekannten Bauarten sind die Betriebskosten dabei am ringsten. Der regelspurige Greiferkran (Abb. 4 bis 7, Taf.

2 m Ausladung, 13,5 m Rollenhöhe und 3 t Tragfähigkeit. Sohle des Führerhauses ist 3980 m über SO. angeordnet, t der Kranführer seinen Arbeitsbereich gut übersehen kann. Einzelheiten sind aus den Abbildungen zu ersehen. Die en sind nicht abgefedert. Der elektrische Antrieb des werkes hat 12,2 PS, des Hubwerkes 34,7 PS, des Dreh- es 8,15 PS. Der Kohlenbansen faßt 2300 t. Die Sohle 1 m unter SO. Sie besteht aus Grobmörtel mit Glatt- n. Die Wände bestehen aus Differdinger Trägern Profil 16 dazwischen gelegten 6 cm starken Kiefernbohlen.

Der Kohlenbunker Abb. 11 ist ein zweiteiliger Großraum- er der gleichen Bauart wie in Dillenburg (Organ 1927, 6). Er faßt 45 t Kohle und 15 t Briketts = 60 t, den Nacht- rf. Die Unterkante der Schüttrinnen liegt 4170 mm über 1000 mm höher als in Dillenburg, da sich sonst bei den n Tendern die Kohle am unteren Ende staut und fort- aufelt werden muß. Das Wiegehäuschen ist in die Bunker- e gelegt. Der Fußboden ist in Höhe des Führerstandes der motiven angeordnet, damit sich der Bunkerwärter mit

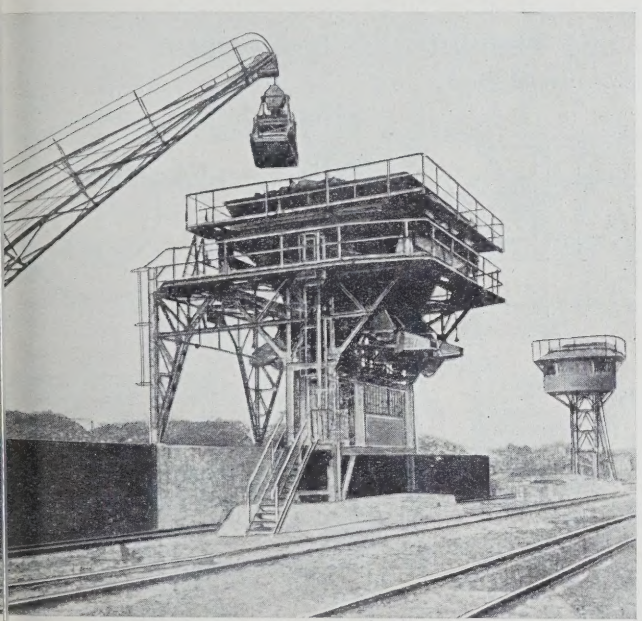


Abb. 11. Bekohlungsanlage.

Lokomotivführer gut verständigen kann. Der Wiege- n ist mit Sekuritaseinrichtung versehen, die jede Beein- ng der Gewichtsanzeige ausschließt. Der Kartendruck ist gerichtet, dass das ausgegebene Kohlengewicht unmittel- f der Karte abgelesen werden kann. Die Waage hat keine stungsvorrichtung, weil die Schneiden nur verhältnis- gering beansprucht werden. Für die Untersuchung der e wird der Bunker durch Schraubenwinden angehoben und lers abgestützt. Gegen die Staubentwicklung bei der naausgabe ist eine Berieselungseinrichtung angebracht. u ermöglichen, daß der Bunkerwärter den Kran mit- en kann, sind am Kran beiderseits Treppen, im Bansen angsbrücken und an der Bansenwand nächst dem Bunker eiter angebracht. Die tägliche Kohlenausgabe beträgt schnittlich 120 t. Der Kran hat bei starker Kohlenzufuhr 400 t zu leisten.

## 10. Die Ausschlackanlage.

e besteht, ähnlich wie in Dillenburg, aus zwei Schlacken- fen mit vier Ausschlackstellen und zwei Löschgruben. den bekannten, verschiebbaren Rosten über den oberen gen sind gegen das Hereinfallen in den Sumpf von den uben aus an den Rutschblechen Ketten angebracht, die wenn die Rutschbleche zum Ausschlacken eingestellt sind, den Durchgang absperren und wenn die Rutschbleche zurückgelegt sind, lose herabhängen.

## 11. Die Besandungsanlage.

Ausgehend von dem Gedanken, daß die Beförderung des getrockneten Sandes durch Preßluft den Betrieb sehr verteuert und daß der Schwerkraftbetrieb am billigsten ist, ist vom Verfasser die in Abb. 1 bis 3, Taf. 19 und Textabb. 12 dargestellte Anlage entworfen worden. Der nasse Sand wird durch den Greiferkran vom Sandwagen in das Sandlager geworfen. Nachdem er hier vorgetrocknet ist, nimmt ihn der Kran und wirft ihn in den über dem Ofen befindlichen Behälter, von wo er durch den Ofen ganz getrocknet in den darunter sitzenden Behälter rieselt und durch die anschließenden Rohre in den Sandkasten der Lokomotive geleitet wird. Um Betriebsunterbrechungen durch Ausbesserungen zu vermeiden, ist ein Doppelofen vorgesehen. Die Öfen sind die bekannten selbsttätigen von De Limon und Fluhme (siehe Organ 1929,

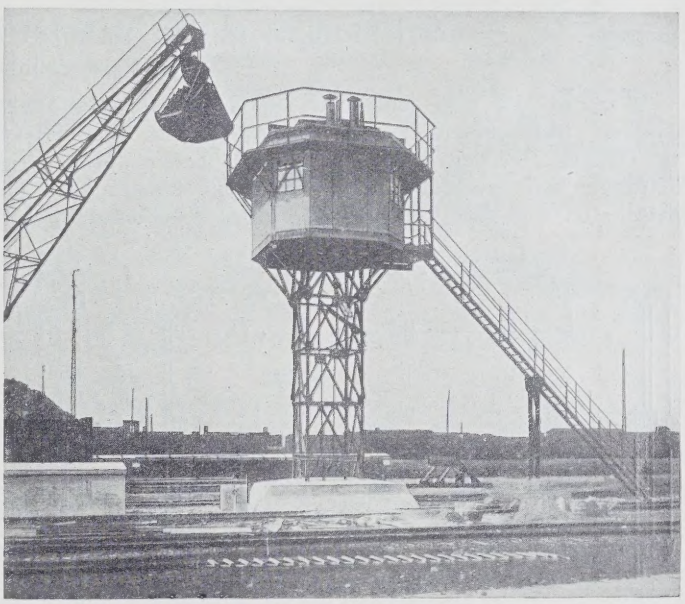


Abb. 12. Besandungsanlage.

S. 204). Als Verbesserung haben sie zum Zwecke der vollkommeneren Brennstoffausnutzung eine Umhüllung des Vorsatzofens erhalten. Die sonst von den Öfen nutzlos ausgestrahlte Wärme wird von der durchströmenden Luft aufgenommen und dem Trockenraum zugeführt. Der über dem Trockenofen angebrachte Naßsandbehälter von 9 cbm Inhalt ist nach unten hin bis zur Sohle des Ofens kräftig abgestützt. Nach oben hat er im Dach freies Spiel, um Spannungen durch Wärmedehnung zu vermeiden. Abgeschlossen ist er durch waagrechte auf Rollen laufende Schiebedeckel. Rund um die Trockenanlage ist in einem Schutzhaus ein ausreichender Bedienungsgang geschaffen, der durch eine Schiebetüre von der Treppe aus zugänglich ist. Von der Treppe gelangt man durch eine Leiter zu einem Umlauf für die Bedienung des Schiebedeckels. Gegenüber den Öfen ist noch ein Brennstoffbehälter eingebaut, der auch durch den Greiferkran beschickt werden kann und durch eine Klappe abgedeckt ist. Die Abfälle (Schlacken und Kies) werden durch ein Fallrohr in einen neben dem Naßsandbehälter liegenden Behälter geleitet, aus dem sie der Greiferkran auf den Schlackenwagen befördert. Das Ganze ruht auf einer gegen die Umgrenzungslinie frei aufgestellten und in einem Betonsockel kräftig verankerten Stütze aus Eisenfachwerk.

Die Einrichtung zum Ablassen des Trockensandes ist auf Taf. 19, Abb. 3 angegeben.

### 12. Versorgung des Betriebswerkes mit Lokomotivspeisewasser und elektrischem Strom und Abführung der Abwässer.

Die Wasserversorgung des Betriebswerkes, an der auch die des Eisenbahnausbesserungswerkes hängt, hat sowohl an das Kreis-Wasserwerk als auch an das bahneigene Pumpwerk an der Fulda Anschluß, die Licht- und Kraftversorgung an das städtische Elektrizitätswerk, das seinerseits den Strom von dem Überlandwerk Fulda—Hünfeld—Schlüchtern bezieht. Zur Sicherung des Wasserbedarfs des Betriebswerkes (1000 cbm täglich) ist bei B in Abb. 7, Taf. 17 ein Hilfsbehälter von 250 cbm Inhalt (Abb. 6, Taf. 18) aufgestellt. Die beiden im Betriebsstofflager aufgestellten Umformer für die Licht- und Kraftversorgung haben eine Leistung von 25/50 kVA. Zur Sicherung der Stromversorgung ist ein zweiter Anschluß an das städtische Netz geplant. Die Abwässer werden durch einen gemeinsamen Kanal zur Fulda geleitet. Das Abwasser der Lokomotivschuppen läuft vorher durch eine Entölungsanlage.

### 13. Schlußbemerkung.

In der Gesamtanlage macht das Werk einen in geschlossenen Eindruck. In den einfachen und anspreche Bauformen prägt sich der Gedanke reiner Zweckmäßigkeit Die Größenverteilung der Räume ist den Bedürfnissen Betriebes richtig angepaßt. Die Belichtung ist überall Der Personalbestand beträgt 310 Köpfe. Die Gesamtko betrugen 2,75 Millionen $\mathcal{RM}$.

Die Wärmewirtschaft der Betriebswerke wird sich d weiteres Vorgehen in der oben geschilderten Richtung vervollkommnen lassen. Die Bekohlungsanlage hat Erwartungen voll entsprochen. Die zum Zwecke einer größ Breitenentwicklung des Kohlenlagers ausgeführte Vergröße der Ausladung des Greiferkrans von 9 auf 12 m hat sich sichtlich der Standsicherheit als unbedenklich erwiesen. Verlegung des Wiegehäuschens in die Bunkerstütze erleic das Wiegegeschäft und beschleunigt die Abfertigung der L motiven. Die neue Besandungsanlage arbeitet einwan und billig.

## Vorrichtungen in den Bahnbetriebs- und Bahnbetriebswagenwerken.

Von Reichsbahnbaumeister **Oswald Putze.**

Für die in den Bahnbetriebswerken auszuführenden Arbeiten, insbesondere zur Ausbesserung von Lokomotiven und Wagen, werden in immer zunehmendem Maße Vorrichtungen angewandt, um die Arbeiten zweckmäßig und wirtschaftlich zu gestalten. Bisher wurden diese Vorrichtungen

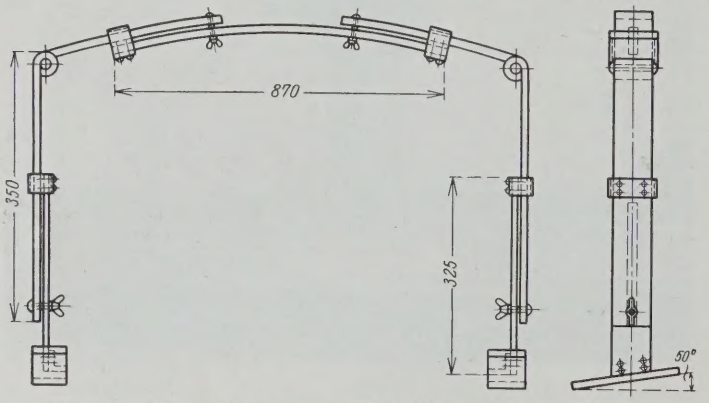



Abb. 1. Vorrichtung zum Einbau von Feuerschirmen.

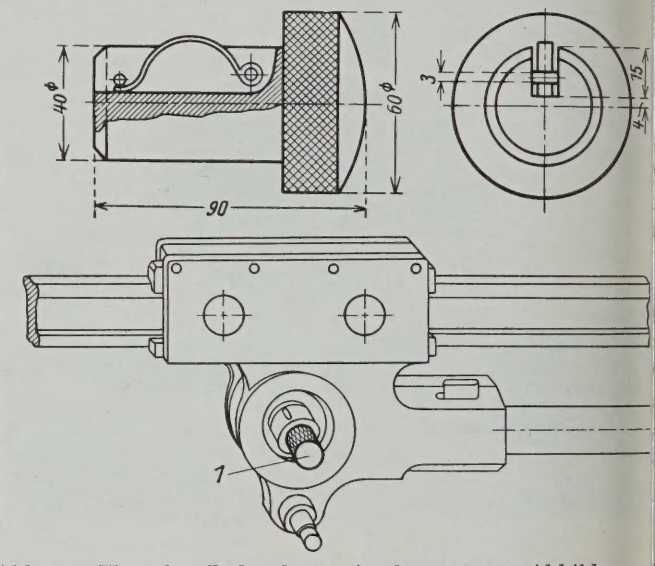



Abb. 2. Kreuzkopfbolzenlöser (in der unteren Abbildung r bezeichnet).

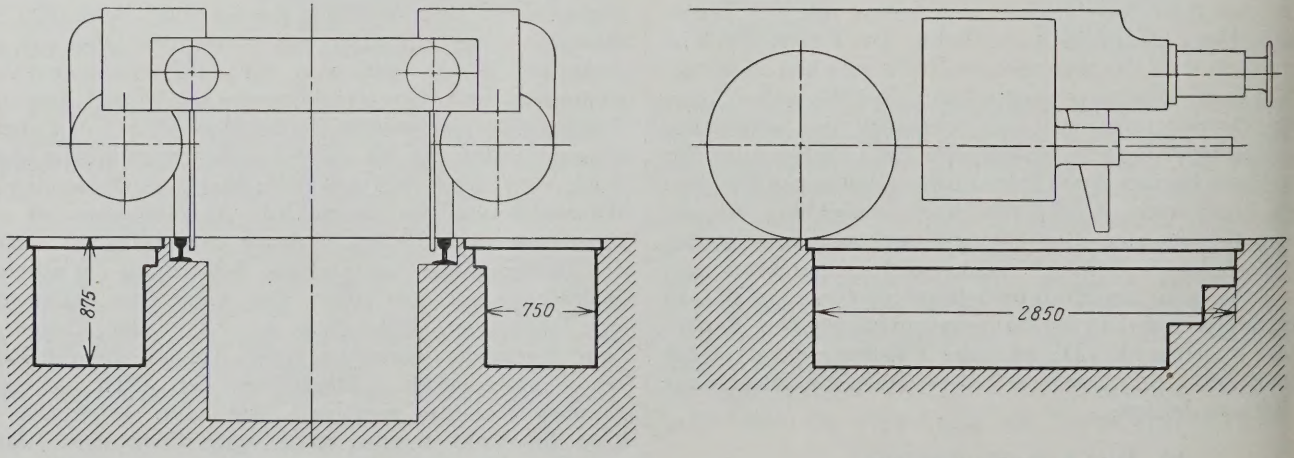



Abb. 3. Arbeitsgrube für Zylinderhahn-Ausbesserungen.

von jedem Betriebswerk nach eigenen Gedanken entworfen und mit eigenen Mitteln hergestellt. Dabei fielen manche Vorrichtungen schwer und unbeholfen aus, da man sie behelfsmäßig, vielfach ohne Berücksichtigung der bei Handha der Vorrichtung auftretenden Kräfte, angefertigt hatte. I Selbstanfertigung brachte auch Doppelarbeit und erheb

en für Einzelanfertigung mit sich. Im Bezirk Essen en eingehende Erhebungen über die mit Vorteil anzu-enden Vorrichtungen angestellt*). Die Zahl dieser Vor-ungen, die in Zeichnungen festgelegt wurden, beträgt 200. Davon sind rund 15 % bereits allgemein verwendet, 85 % sind nur in einzelnen Betriebswerken zu finden.

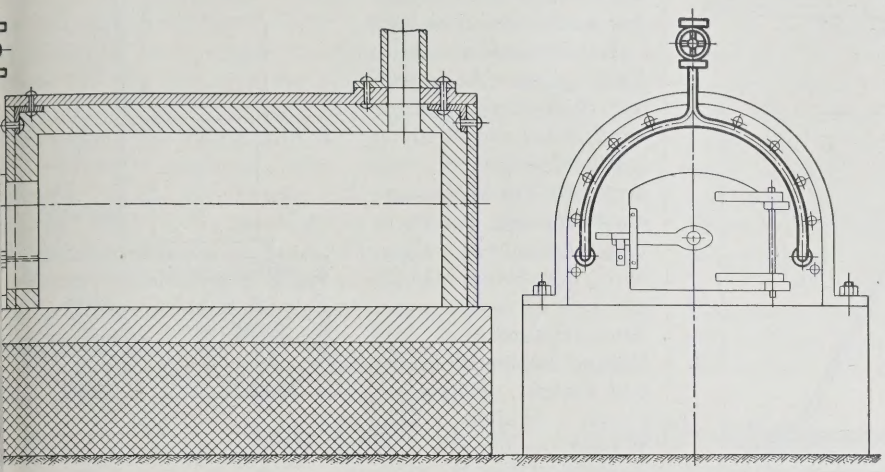


Abb. 4. Anheizofen ohne Rost mit Preßluftzuführung.

Die aufgenommenen Vorrichtungen sind wie folgt zu teilen:

1. Zeitsparende Vorrichtungen:
   a) durch Ersparung einer zweiten Arbeitskraft,
   b) durch Verkürzung der Arbeitszeit.
2. Stoffsparende Vorrichtungen.
3. Vorrichtungen zur Überwachung der Arbeitsausführungen.
4. Vorrichtungen zur Lagerhaltung.
5. Vorrichtungen zur Schonung von Maschinenteilen.
6. Transportvorrichtungen.
7. Vorrichtungen zur Vermeidung von Unfällen.

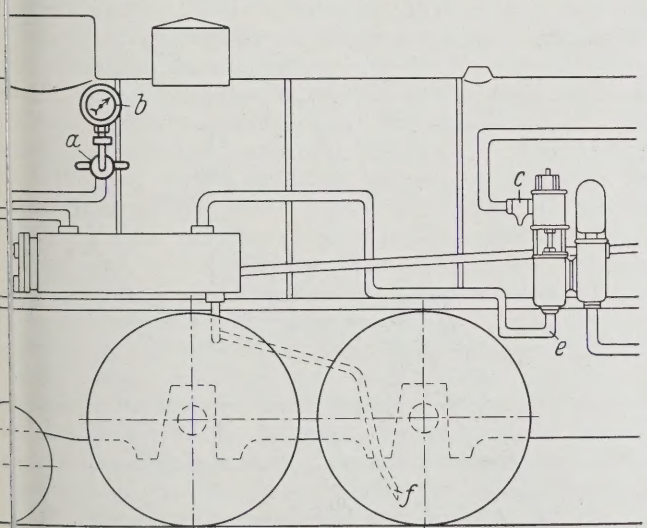



Abb. 5. Prüfvorrichtung einer Vorwärmeranlage.

us der Fülle der Vorrichtungen sind nachstehende Aus-ngen aus den angeführten Gebieten als Beispiel aus-lt worden.

) Die Reichsbahndirektion Nürnberg hat meines Wissens ste die in den Betriebswerken verwendeten Vorrichtungen nen größeren Bezirk gesammelt und in Zeichnungen und sc eibungen bekanntgegeben.

Zu 1a): Vorrichtung zum Einbau der Feuerschirme (s. Abb. 1). Sie besteht aus Flacheisen mit Schlitzen, angenieteten Führungsstücken und Stellschrauben. Je nach Breite und Höhe der Feuerbüchse wird die Vorrichtung entsprechend verstellt.

Kreuzkopfbolzenlöser (s. Abb. 2). Bisher waren zum Herausschlagen der Kreuzkopfbolzen zwei Arbeiter nötig. Ein Arbeiter mußte den Vorsetzhammer halten, während der andere den Bolzen herausschlug. Der Kreuzkopfbolzenlöser wird auf den zu lösenden Kreuzkopf aufgesteckt. Die Feder verhindert ein selbsttätiges Herausfallen der Vorrichtung aus dem Kreuzkopf.

Ohne diese Vorrichtung (Feuerschirmeinbau und Kreuzkopflösevorrichtung) sind zur Arbeitsausführung je zwei Arbeiter erforderlich; die Vorrichtungen ersparen also den zweiten Mann.

Zu 1b): Arbeitsgrube für Zylinderhahnausbesserungen (s. Abb. 3). Um Zylinderhahnausbesserungen rasch und einwandfrei ausführen und Schäden am unteren Teile der Zylinder feststellen zu können, sind an einer Arbeitsgrube in den Lokomotivschuppen an jeder Seite besondere Gruben angeordnet. Außer Betrieb werden die Gruben mit Bohlen abgedeckt.

Zu 2.: Rostloser Anheizofen mit Zusatzluft (s. Abb. 4). Die Anheizöfen in den Betriebswerken, die das Feuer (brennende Kohlen) zum Anheizen der Lokomotiven liefern, verbrauchen in den Zwischenzeiten sehr viel Kohlen. Zur Vermeidung dieser Unwirtschaftlichkeit wurde bei dem

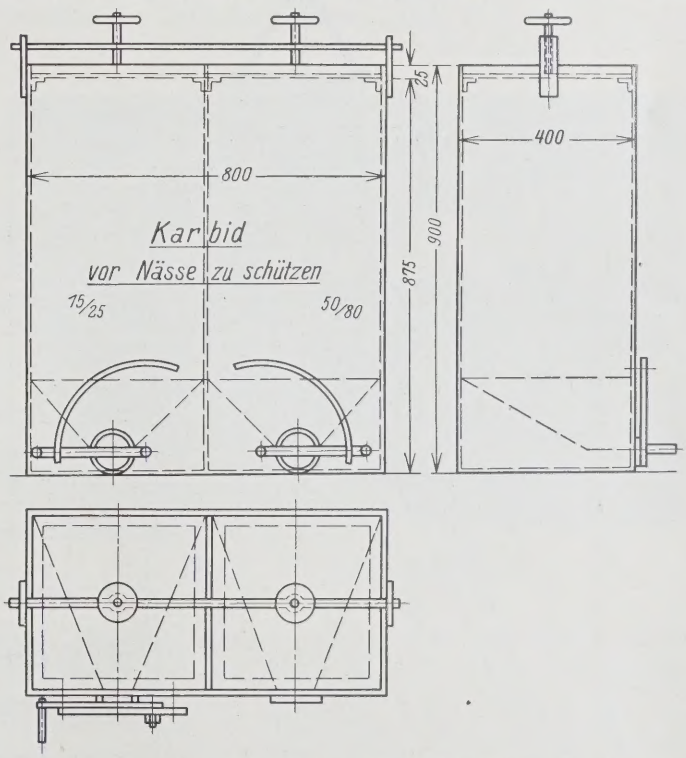



Abb. 6. Staubfreier Karbidbehälter.

Anheizofen der Rost entfernt und durch eine feuerfeste Ausmauerung ersetzt; außerdem erhielt die Feuertür einen dichten Verschluß. Das im Ofen befindliche Feuer kann jetzt nur glimmen, der Eigenverbrauch des Ofen wird hierdurch ganz erheblich herabgesetzt. Wird das Feuer gebraucht, so öffnet

man die Tür und läßt Luft zuströmen. In eiligen Fällen wird mittels der zwei Düsen Zusatzluft in den Ofen geblasen. Es wird dadurch in einigen Minuten hellbrennendes Feuer erzielt.

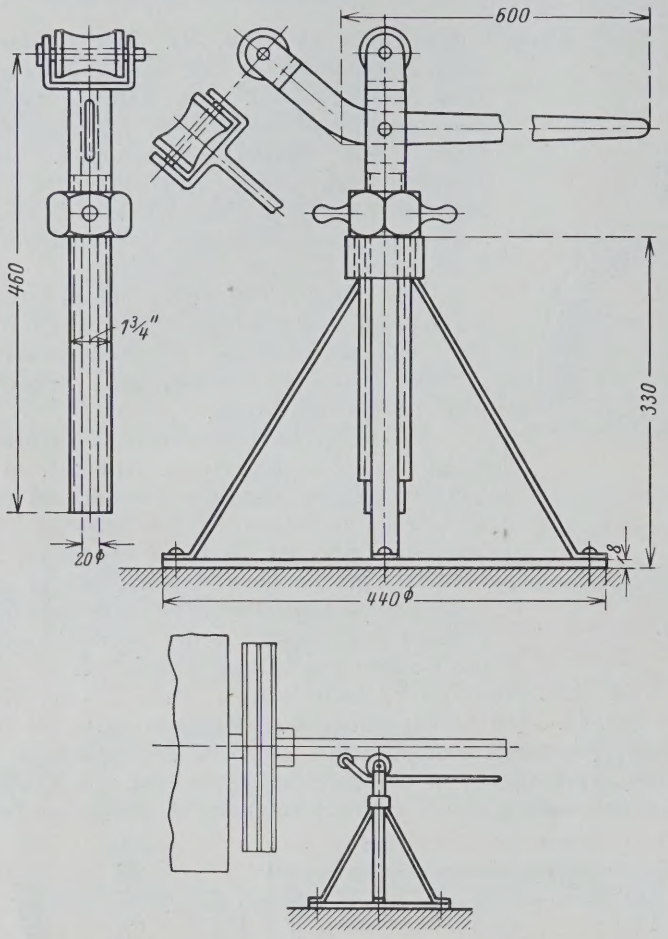



Abb. 7. Kolbenbock.

Druckmesser, der an den Feuerlöschstutzen des linken Ke ventils geschraubt wird. Die Prüfung erfolgt in der l an einem Auswaschtage der Lokomotive und erstreckt sich auf die Feststellung schadhafter Stellen am Pumpenzylinder und an Vorwärmerrohren sowie auf das Auffinden undichter Rohreinwalzstellen. Nach dem Absperren der Kolbenspeisepumpe wird diese durch einen Luftschlauch an die ortsfeste Preßluftanlage angeschlossen und in Gang gesetzt, sodann wird der Wasserabfluß aus dem Vorwärmer und dem Heizmantel der Pumpe beobachtet (bei 6 at Druck). Entströmt diesen Stellen kein Wasser, so ist die Vorwärmeranlage in Ordnung.

Zu 4.: Staubfreier Karbidbehälter (s. Abb. 6). Nach der Azetylenverordnung muß Karbid in trockenen, wasserdicht verschlossenen Gefäßen gelagert werden.

Der in Abb. 6 dargestellte Blechkasten erfüllt diese Bedingung.

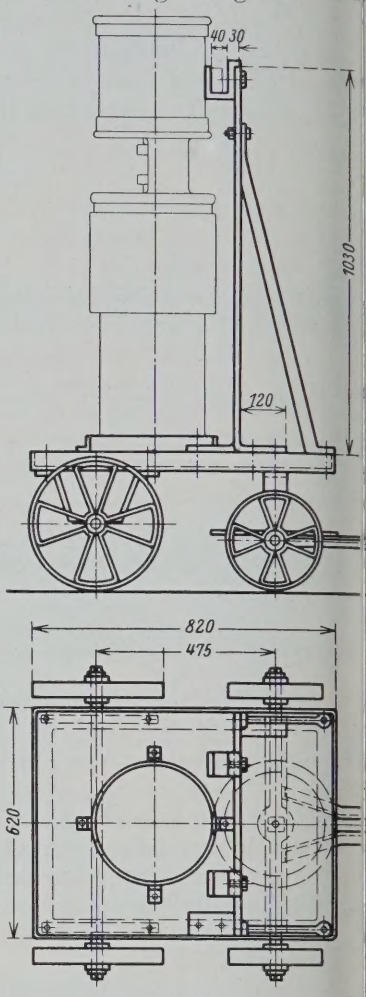
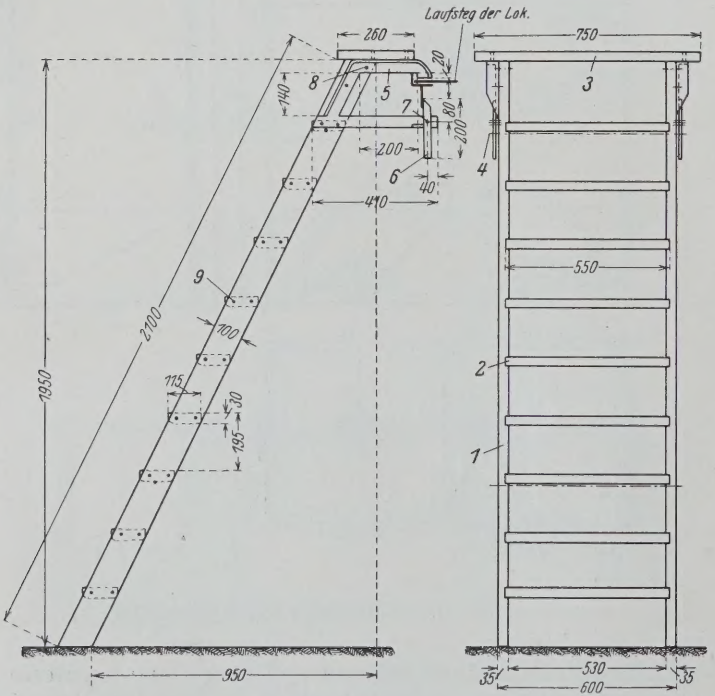



Abb. 8.
Wagen für Luft- und Fahrpum



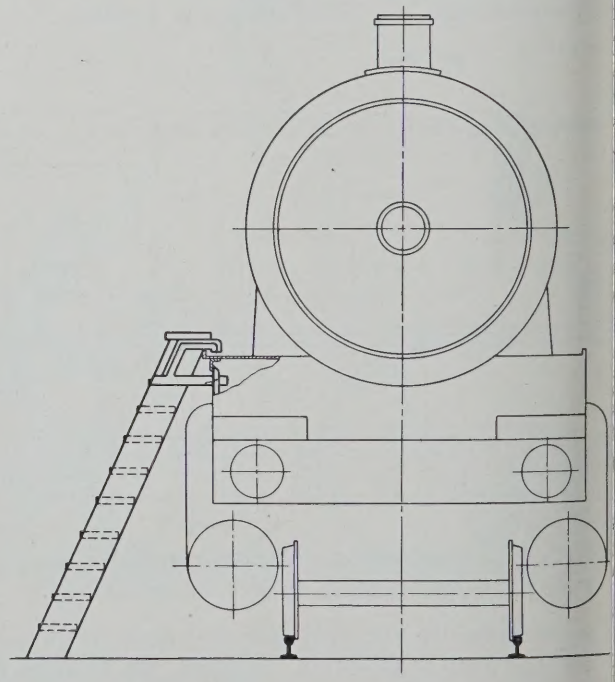



Abb. 9. Treppenleiter für Ausbesserungsarbeiten an Lokomotiven.

Zu 3.: Prüfvorrichtung einer Vorwärmeranlage (s. Abb. 5). Die Prüfvorrichtung besteht aus einem einfachen

Er ist zweiteilig, um zwei Größen Karbid vorrätig h zu können. Im unteren Teile befindet sich eine Öffn

it einem Verschlußschieber luftdicht abgeschlossen wird. Kästen werden oben mit Deckeln durch Gummiplatte Druckschraube luftdicht abgeschlossen. Das Karbid, es aus den unteren Öffnungen entnommen wird, rutscht den angebrachten Rutschblechen in die vorgehaltenen lter.

Zu 5.: Kolbenbock (s. Abb. 7). Der Kolbenbock findet Aus- und Einbau von Dampfkolben Verwendung; er t das Unterbauen von Klötzen entbehrlich. Der Bock erstellbar und kann für jede Lokomotivgattung benutzt en. Wegen des geringen Gewichtes ist er handlich. Der igste Teil am Bock ist der Gabelhebel; mit seiner Hilfe der Kolben gehoben und gesenkt werden. Zum Aus- Einbringen des Dampfkolbens ist ein Auf- und Nieder- Hin- und Herbewegen notwendig. Da hierzu meistens stangen nicht zur Hand sind, werden Brechstangen nmen. Gleitet die geschliffene Kolbenstange über eine Brechstange, so sind Beschädigungen der Kolbenstange ndichte Stopfbuchsen die unausbleiblichen Folgen.

Zu 6.: Wagen für Luft- und Fahrpumpe (s. Abb. 8). Wagen für Luft- und Fahrpumpe ist so gebaut, daß so- Luft- wie Speisepumpe befördert werden können. Die Stützen sind auswechselbar, die Untergestelle sind aber dieselben. Die Stütze für Luftpumpen hat eine Flansch, zum Anschrauben, die für Speisepumpen ist etwas niedriger und hat einen um eine wagrechte Achse drehbaren Bügel, der über den Windkessel geklappt wird. Die Arbeitsanstrengung mittels dieses Spezialwagens beim Auswechseln schadhafter Luft- und Fahrpumpen in den Betriebswerken ist erheblich niedriger als bei Verwendung der alten Zweiradhandkarren.

Zu 7.: Treppenleiter für Ausbesserungen an Lokomotiven (s. Abb. 9). Da die gewöhnlichen Treppenleitern bei Arbeiten an Lokomotiven sehr unhandlich sind, außerdem nicht die nötige Sicherheit beim Arbeiten, namentlich an Luft- und Speisepumpen bieten, wurde von einem Betriebswerk eine Treppenleiter ohne Stützen zum Aufhängen an den Laufsteg der Lokomotiven mit einer Sicherung hergestellt. Diese Leitern geben auch beim Heben schwerer Gegenstände den Arbeitern einen festen Stand und unbedingte Sicherheit.

Die Sicherung besteht aus einer pendelnden Falle aus Flacheisen, die nach dem Ansetzen der Leiter in die senkrechte Lage gegen den Nocken fällt und somit ein Ausrücken der Leiter unmöglich macht.

## Neuerungen bei der Lokomotiv-Rahmenwiederherstellung.

Von Reichsbahnrat **Niederstrasser**, Oels.

Die Erkenntnis, daß durch eine erhöhte Sorgfalt bei der erherstellung von Fahrgestell und Triebwerk der Loko- en eine erheblich größere kilometrische Leistung von tausbesserung zu Hauptausbesserung und ein besserer ngsgrad erzielt werden, hat im Jahre 1924 zur Ein- ng von Richtlinien für das Vermessen von Lokomotiv- en in den Ausbesserungswerken geführt. Diese legen die igen Abweichungen vom Ursprungsmaß und die Be- ungstoleranzen aller wichtigen an Lauf- und Trieb- zusammen arbeitenden Teile eindeutig fest im Gegensatz über, wo die Güte der Arbeitsausführung mehr dem ssen der einzelnen Werke anheimgestellt war. Die Ein- ng der Richtlinien brachte der Mehrzahl der Werke, sondere soweit sie die Berichtigung der Achslager- ngen betrafen, eine erhebliche Mehrarbeit, weil die lerte Genauigkeit in Ermangelung geeigneter maschineller htungen bei der Kürze der zur Verfügung stehenden sserungszeit sich nur durch Einsetzen einer größeren l von Kräften erreichen ließ, die mit Preßluft- oder ischen Handschleifmaschinen arbeiteten. Die Sauber- ler Flächen reichte natürlich bei weitem nicht an die Maschinenschliffes heran. Bald aber nahm die Schleif- inenindustrie, angeregt durch das Verlangen der Eisen- erke nach wirtschaftlicher Gestaltung dieser Arbeiten au entsprechender Maschinen auf, und es entstand eine verschiedenster Ausführungen. Als auch im Aus- ungswerk Oels die Beschaffung einer solchen Maschine ndig wurde, entschied man sich für die auf Abb. 1 tellte ortsbewegliche Maschine, die die Firma Friedrich altz, Offenbach, lieferte. Sie ist in ihrer jetzigen tung das Ergebnis einer längeren Zusammenarbeit mit ntstanden aus dem Entwurf einer stationären Rahmen- und Bearbeitungsmaschine. Die Gründe, die für die maßgebend waren, seien hier angegeben.

er Rahmenbearbeitung geht ein genaues Vermessen ; u. a. muß die Zylinderlage ermittelt und es müssen reib- und Kuppelachsmitten festgelegt werden. Es un ortsfeste Meß- und Bearbeitungsstände, auf denen okomotivrahmen nach einem Maschinenbett ausgerichtet worauf die Achslagerführungen mit Schleifsupporten itet werden, die nach dem Zylinder mit Hilfe von End- maßen und Meßuhr auf das Urmaß eingestellt werden. Entweder können nun die Rahmenbacken symmetrisch zur Achsmitte geschliffen werden, oder aber zur Ersparnis von Arbeitszeit und Material unsymmetrisch, wobei dann die Entfernungen der Gleitbacken von Achsmitte mit Hilfe von Meßwerkzeugen, die auf den Schleifsupporten befestigt sind, bestimmt werden. Es gibt Ausführungen, auf denen auch die Achslager nach dem Einbau in den Rahmen auf Urmaßentfernung vom Zylinder gebohrt werden können. Derartige

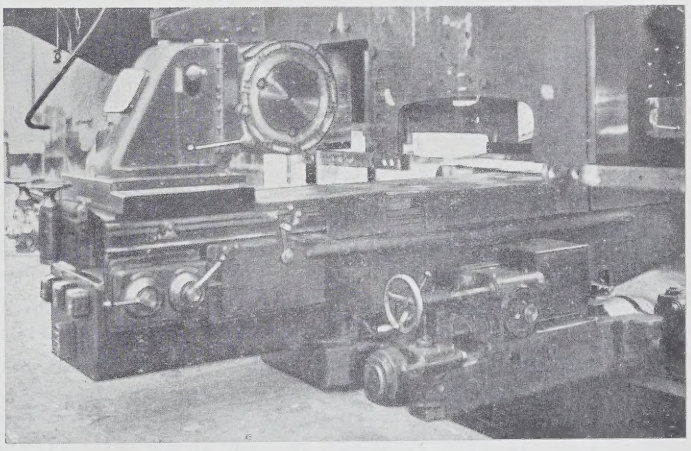


Abb. 1. Fahrbares Schleifwerk.

Meß- und Bearbeitungsmaschinen sind infolge des großen Maschinenbettes und der besonderen hierzu erforderlichen Aufspann- und Unterstützungsböcke sehr teuer, so daß eine Wirtschaftlichkeit nur bei Betrachtung der Gesamtarbeiten, Vermessen und Berichtigen, gegeben ist. Durch die feste Fundamentierung dieser Maschinen ist man stets an denselben Platz gebunden, so daß man bei Umstellungen im Werk auf Schwierigkeiten stößt. Wenn man dagegen das Vermessen der Rahmen und Festlegen der Achsmitten von Hand beibehalten will, kommt man zu einfacheren ortsbeweglichen Maschinen, die nach dem Rahmen eingerichtet werden. In Werken, die 600 bis 800 Lokomotiven zu unterhalten haben,

ist eine Maschine voll ausgelastet durch das Schleifen der inneren Führungsflächen. Als Bearbeitungsstand genügt ein gut verlegtes Gleis, die üblichen Unterstützungsböcke können beibehalten werden oder bedürfen nur geringfügiger Änderungen. Der Preis derartiger Maschinen ist so bemessen, daß sich die Aufwendungen mit Sicherheit in ganz kurzer Zeit bezahlt machen. Die auf der vereinigten Meß- und Bearbeitungsmaschine erreichten Vorteile im Vermessen und Anreißen lassen m. E. den großen Mehrpreis dieser Maschinen nicht gerechtfertigt erscheinen, und was die Genauigkeit anbelangt, so gibt es heute Verfahren, die das Vermessen ohne das teure Maschinenbett und das Bearbeiten der Achslager mit großer Genauigkeit gestatten, so daß die geforderten Toleranzen eingehalten werden können.

Das fahrbare Schleifwerk von Schmaltz (Abb. 1) hat zwei mit Lauer-Schmaltz-Motoren angetriebene Schleifköpfe auf einem Maschinenbett, das geteilt ist, so daß der Oberteil durch Schwenken leicht nach dem Rahmen ausgerichtet werden kann. Beide Köpfe werden gegenläufig durch Flüssigkeitsgetriebe bewegt. Von ausschlaggebender Bedeutung erschien die Gestaltung der Schleifköpfe, die es gestattet, den Rahmen mit eingebauten Achsgabelstegen zu bearbeiten, so daß eine die Arbeitsgenauigkeit beeinflussende Durchbiegung des Rahmens nicht eintreten kann; sie sind außerdem um eine horizontale Achse schwenkbar, so daß auch die schrägen Keilführungsflächen der Barrenrahmen geschliffen werden können.

Mit der Inbetriebnahme der Maschine haben wir an dem bisher angewendeten Vermessungsverfahren Verbesserungen vorgenommen, die eine erheblich größere Genauigkeit ermöglichen. Das bisherige Verfahren bestand darin, daß parallel zum Rahmen und parallel zueinander Längslineale gelegt wurden, auf denen die Urmaße der Entfernungen von Mitte Zylinder bis zu den Achsmitten angerissen waren, die dann auf den Rahmen mit Hilfe eines auf die Lineale gesetzten Anreißbockes übertragen wurden. Durch den Zylinder wurde ein dünner Stahldraht zentrisch gelegt, der bis zum hinteren Rahmenende reichte und die verlängerte Zylinderachse darstellte. Die Abweichung der Zylinderachse in horizontaler und vertikaler Richtung gegenüber dem Rahmen wurde durch Messen des Abstandes zwischen Draht und Lineal ermittelt. Nach dem Bearbeiten wurden mit Hilfe eines ebenfalls auf die Lineale aufgesetzten Meßbockes die Entfernungen der Rahmenbacken von Achsmitte gemessen. In diesem Verfahren liegen nun erhebliche Fehlerquellen: 1. Der Stahldraht ist schwer zu zentrieren und das persönliche Gefühl des Arbeiters ist nicht ausgeschaltet. 2. Das Messen der Entfernungen zwis Stahldraht und Lineal ist ungenau. 3. Die Meßmarker dem Lineal sind von endlicher Ausdehnung, so daß ein ge Ansetzen des Meßbockes innerhalb der für die Bearbei zugelassenen Toleranzen schwer möglich ist; auch sind Lineale selbst im Laufe der Jahre Längsveränderungen u worfen; eine Berichtigung der Marken ist schwierig. Die uns vorgenommene Änderung des Vermessungsverfahren in ihren Grundzügen im folgenden beschrieben.

Die Längslineale werden nach der kürzlich vom Reichsb Zentral-Amt herausgegebenen Anleitung für das Verm und Berichtigen der Lokomotivrahmen verlegt. Zur legung der Entfernungen von Mitte Zylinder bis Treib mitte und von Treibachsmitte bis Kuppelachsmitte we Auflegeschuhe mit Halteböckchen für Endmaße (Abb. 2 die Lineale gesetzt. Bei der Festlegung der Treibachsm wird die Anschlagseite des Auflegeschuhes mit dem Treib mittenriß auf dem Lineal in Deckung gebracht. Die stehend unter 3. genannten Fehlerquellen sind hierbei deutungslos, da die Toleranz mit $\pm$ 5 mm sehr groß ist. Einstellen des Urmaßes „Treibachsmitte bis Kuppelachsm

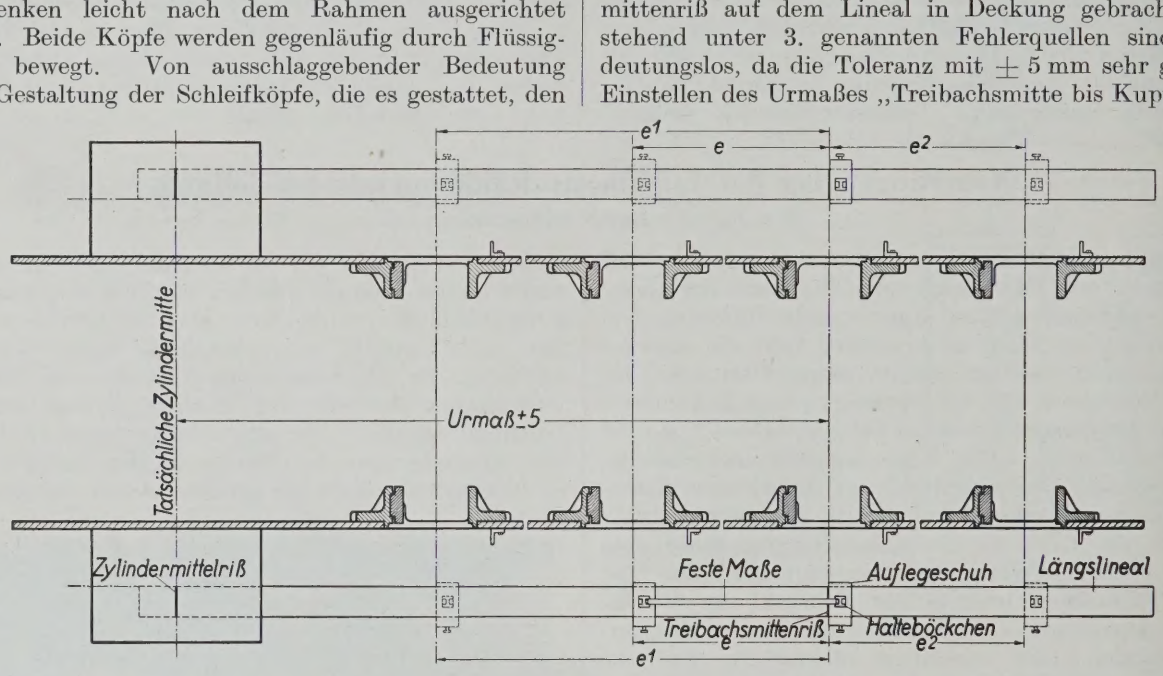



Abb. 2.

(Maße e — $e^1$ — $e^2$) wird mit Hilfe von eingelegten f Maßen (Abb. 2) erreicht, denn hier ist die Toleranz bei gebauten Radsätzen nur $\pm$ 0,2 mm.

Nach der Rahmenbackenbearbeitung sollen nun Längslineale, die beim Schleifen hinderlich sind, nicht w aufgelegt werden; es werden deshalb die Urmaße nicht d Anreißen am Rahmen, sondern durch Übertragung bekannten Maßes a auf einstellbare Meßflächen eines au Seite der festen Achslagerführung vor dem Vermessen gebrachten Winkels festgelegt (Abb. 3). Nach dem Schl werden unter Benutzung einer einfachen Vorrichtung (Ab die Abstände zwischen Meßfläche am Winkel und den A lagerführungen (Maße b und c) gemessen, wodurch auch Entfernungen von Achsmitte (Maße d und $d^1$) feststehen

Ganz kurz sei in diesem Zusammenhange die Achsl bearbeitung erwähnt, die ebenfalls die Innehaltung enger Toleranzen ermöglichen muß, wenn das oben geschil Meßverfahren seinen Zweck erfüllen soll. Ein gena Einhalten des Maßes von Achslagergleitplatte bis Achsl ist nur für die feste Achslagerführung erforderlich; (Ma auf der Keilseite können kleine Abweichungen (Maß $d^1$ z gelassen werden. Nach den in der oben beschriebenen V festgestellten Maßen d und $d^1$ werden zunächst die Achsl gleitplatten gefräst. Beim Bohren der Achslager wird

platte, die auf die Seite der festen Rahmenbacken-
ng kommt, auf der Achslagerbohrbank als Bezugsfläche
eine Anschlagsplatte gespannt, von der aus mit Hilfe
Endmaß und Meßuhr die Bohrspindel auf das Maß d
hen fester Führung und Achsmitte mit einer Genauig-
von $^1/_{100}$ mm eingestellt werden kann (Abb. 5).

Da auch die Treib- und Kuppelstangen auf einer mehr-
ligen Maschine mit Hilfe von Endmaß und Meßuhr
ı auf Uhrmaße gebohrt werden, sind alle Fehlerquellen,
in Überschreiten der Toleranzen bringen könnten, aus-
altet.

Das Feststellen der Zylinderlage, Ausrichten der Rahmen-
enschleifmaschine senkrecht zum Rahmen und Legen der
bahnen nach der Zylinderbohrung war ursprünglich auf
chem Wege, durch ein in den Zylinder eingebrachtes
zentrierendes Fernrohr gedacht.

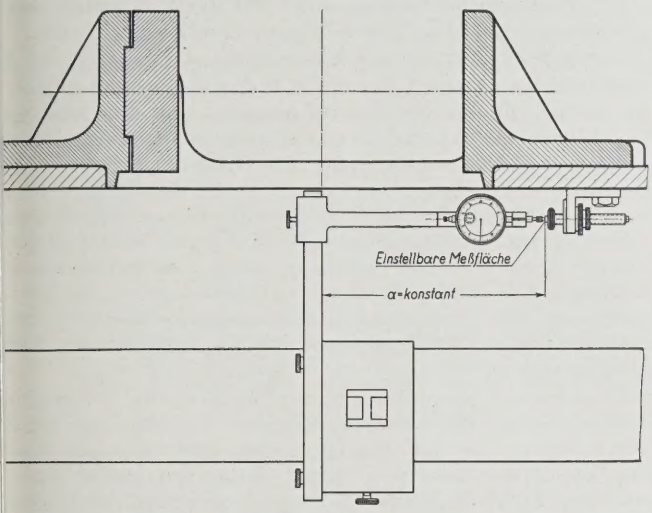



Abb. 3.

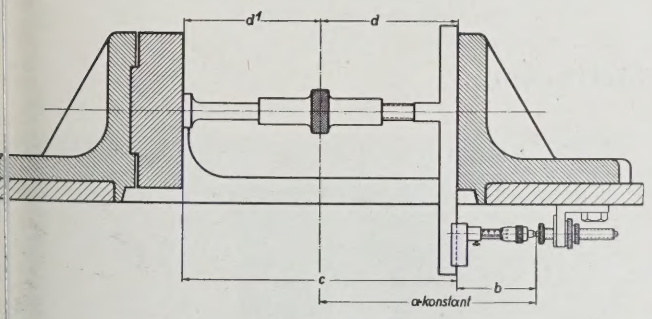



Abb. 4.

Nach Einführung der von dem Normungsbeamten der
sbahndirektion Breslau entwickelten Verbesserungen im
essen hat sich nun ergeben, daß das Einrichten der
fmaschine auf eine viel einfachere Weise möglich ist.
eiden einstellbaren Meßflächen (Abb. 3) eines Achs-
mittes liegen nach dem Vermessen in einer Ebene, die
cht auf der Längsachse des Lokomotivrahmens steht;
enen aller Achsausschnitte sind untereinander parallel.
einem Sondermeßgerät wird das Führungsbett der
enbackenschleifmaschine genau parallel zu diesen Ebenen und somit rechtwinklig zur Rahmenlängsachse eingestellt (Abb. 6).

Es bleibt nur noch übrig, einige Angaben über die Wirtschaftlichkeit der beschriebenen Maschine zu machen. Wenn für die Leistung der von der Firma Schmaltz gelieferten Rahmenschleifmaschine zugrunde gelegt wird, daß jährlich an 300 Lokomotivrahmen einer vierachsigen Lokomotivtype die breiten Flächen der Achslagerführungen und Stellkeile, ferner an 100 Barrenrahmen die schrägen Anlageflächen der Achs-

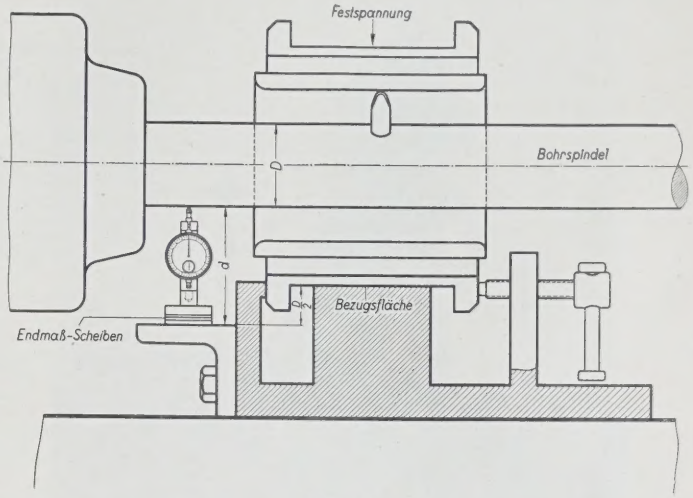



Abb. 5.

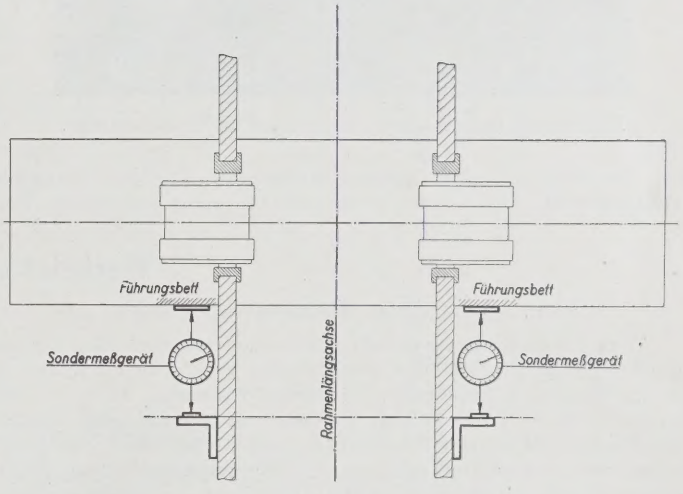



Abb. 6.

lagerstellkeile zu schleifen sind, so ergibt sich, daß an Fertigungslöhnen mit der Schmaltzschen Maschine nur 2000 $\mathcal{RM}$ aufzuwenden sind, während sie bei Handschleifmaschinen rund 12000 $\mathcal{RM}$ betragen. Demgegenüber ist allerdings für Verzinsung und Erneuerung des Anlagekapitals (18%) in ersterem Fall 5200, im zweiten Fall nur rund 500 $\mathcal{RM}$ erforderlich.

Die Einsparung an Fertigungslöhnen ist bei der oben angegebenen Beanspruchung so groß, daß sich die Maschine in wenig mehr als einem Jahr bezahlt macht.

# Berichte.

## Bahnhöfe nebst Ausstattung.

### Elektrisch betriebene Lokomotiv-Bekohlungsanlage.

Die Abbildung zeigt eine elektrisch betriebene Lokomotiv-Bekohlungsanlage, wie sie bei den englischen Bahnen zahlreich zu finden sind.

Elektrisch betriebene Lokomotiv-Bekohlungsanlage.

Die Kohle wird in kleinen Wagen von 610 mm Spurweite herangeschafft. Die Karren werden mittels einer besonderen Vor-

## Lokomotivbehandlungsanlagen.

richtung angehoben und in den Tender bzw. in die Kohlenk einer Lokomotive entleert. Sie fassen $^1/_2$ oder 1 t Brennstoff. Hubgeschwindigkeit beträgt 18,3 m Min. In rund 5 Minuten der Tender einer Lokomotive mit 2 bis 3 t Kohle beladen w einschließlich der Zeit für die Verschiebung der Lokomotive, u Kohle gleichmäßig im Tender zu verteilen und die Verschie der Kohlenwagen zur Hubvorrichtung hin. Die Karren h Rollenlager, die gegen Eindringen von Kohlenstaub geschützt und seitliche Anschläge, an denen der Hubrahmen ang Letzterer ist mit Achsen und Rollen versehen, die ihn in seiner führen. Eine Verriegelung erlaubt das Anheben erst, wenn Karren in der richtigen Stellung ist. Zwei Stahlseile führen Hubrahmen über Rillentrommeln, die vom Motor über doppeltes, bearbeitetes Vorgelege angetrieben werden. elektromagnetische Bremse wirkt auf die Motorachse, wenn Hubrahmen mit dem leeren Wagen herabgelassen wird.

Eine Seitenwand der Schüttrinne ist beweglich, so da Schüttöffnung von 1,5 auf 0,9 m Weite verkleinert werden k Ferner ist die Schüttrinne schwingbar, um eine Änderung Entladewinkels zwischen 30 und 40 Grad zu erreichen. Die Sc öffnung liegt 4,26 m über SOK. Die Hubbahn hat auswechsel bearbeitete Führungsgleise, deren Form sorgfältig überleg so daß beim Anheben keine Stöße auftreten und der Karren Streuung des Inhalts gekippt wird. Die ganze Bauart ist gedr um geringsten Abstand des Hauptgleises vom Schmalspurgle erzielen. Die Standsicherheit wird durch eine genügend Basis erreicht. Winde und Fallrinne sind mittels Leitern zugän Natürlich liegt die ganze Konstruktion innerhalb des zulä Umgrenzungsraumes.

Der ganz geschlossene Motor hat 18 PS bei Verwendun 1 t-Karren und 12 PS für $^1/_2$ t-Karren. Wo elektrische Kraft verfügbar ist, erfolgt Antrieb durch Verbrennungsmotor. Bedienung geschieht von einem seitlich zu ebener Erde brachten Führerhaus aus. Selbstauslöser setzen das Hubwer oberen und am unteren Ende der Hubbahn still. Sc

(Railw. Gaz. 1929, Bd. 50, Nr. 17.)

(Riv. tecn. Ferr. it. Sept. 1929.)

## Werkstätten; Stoffwesen.

### Neue französische Betriebswerkstätten.

Die französische Nordbahngesellschaft hatte die im Verlauf des Krieges zerstörten oder beschädigten Betriebswerkstätten in Laon, Hirson, Compiegnes, Tergnier, Aulnoye, Arras, Lens, Béthune, Fives-Lille, Douai, Somain, Longueau und Amiens wiederherzustellen. Der Wiederaufbau gab Gelegenheit, die Werkstätten neu zu gestalten nach den Gesichtspunkten rascher Lokomotivbehandlung im unbehinderten Durchlauf, verringerter Handarbeit und guter Personalfürsorge. Zugleich wurde die Gelegenheit benützt, die Werkstätten aus den beengten Bahnhöfen herauszubringen und sie in angemessener Entfernung davon auf unbeengtem Gelände frei zu entwickeln. In der grundsätzlichen Anordnung zeigen die einzelnen Anlagen keine Unterschiede.

Auf der Eingangsharfe wird die vom Dienst zurückkehrende Lokomotive von einem besonders bestimmten Beamten eingehend untersucht. Nach dem Untersuchungsergebnis wird bestimmt, ob die Lokomotive nach ihrer Behandlung zur weiteren Dienstleistung im Schuppen aufzustellen oder zur Ausbesserung der Richthalle zuzuführen ist. Die vier Gleise der Eingangsharfe sind mit Untersuchungsgruben von 1,10 m Tiefe versehen und auf einen Teil ihrer Länge mit einer Eisenbetonhalle, der Untersuchungshalle, überdeckt. Die Untersuchungshalle besitzt dicht aneinander gereihte Rauchabzüge und seitlich angebaute Räume für den Untersuchungsbeamten, die Lampenaufbewahrung, die Waschgelegenheiten und Kleiderablagen. An die Halle schließen auf der Eingangsharfe die beiden, je zwei Gleise bedienenden Schlackengruben von 30 m Länge an. Jede der Doppelgruben faßt 120 m³ Schlacken. Die Gruben werden mittels fahrbaren Greiferkranes entleert.

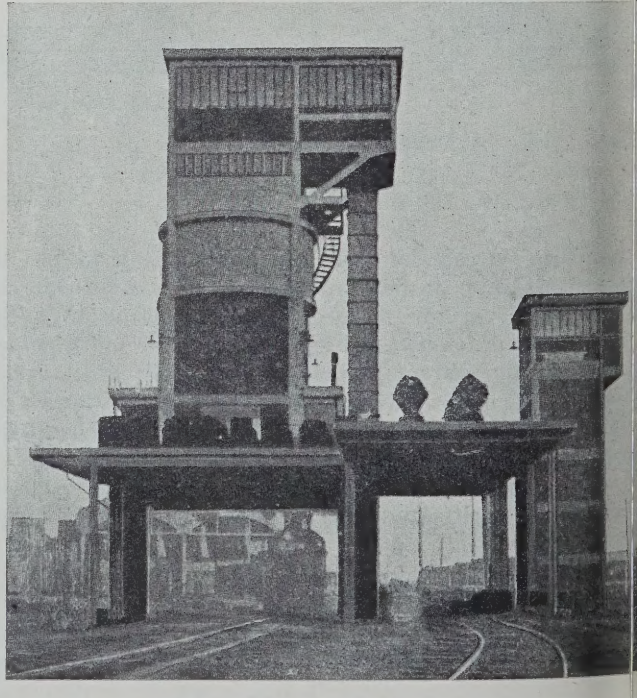


Abb. 1. Kohlenverteilungsanlage.

Auf der Ausgangsharfe werden die zum Dienst fahrenden motiven fertig behandelt. Sie besteht aus sechs Gleisen, die falls auf einen Teil ihrer Länge mit einer Untersuchungshalle deckt sind. In Anbauten der Halle sind die Räume für den rsuchungsbeamten, für die Lampenausgabe, die Ölausgabe die Betriebsstoffausgabe (für Putzwolle, Wasserstandsgläser, n usw.) untergebracht. Vor der Halle liegen in der Ausgangs- noch Schlackengruben und die Besandungsanlage, die mit luft betrieben wird. Der Greiferkran für die Entleerung der ackengruben fördert auch den Naßsand aus den Eisenbahn- n in die Trocknungsanlage.

Bei Entnahme aus dem Lager wird die Kohle in der gewünschten Zusammensetzung durch den Greiferkran in Trichterwagen gefördert, die dann in die Kohlenverteilungsanlage gekippt werden.

Die Kohlenverteilungsanlage ist zugleich Misch- und Verteilanlage (Abb. 1). Die Mischanlage hat vier Bunker von je 25 t Fassungsvermögen, unter denen sich je ein wagrecht laufendes Band befindet. Diese Bänder schütten die ihnen in regelbarer Menge aufgegebenen Kohlen auf ein querlaufendes Sammelband, das auf ein senkrecht steigendes Becherwerk arbeitet. Das Becherwerk fördert die Mischung in einen 100 t fassenden Hochbunker

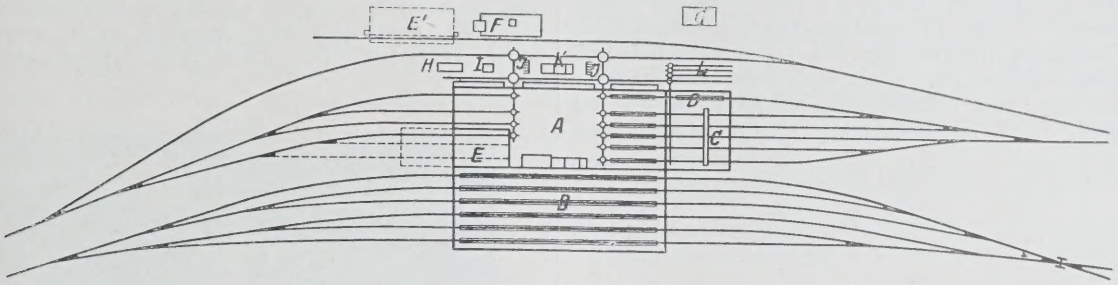



Abb. 2. Werkstätten.

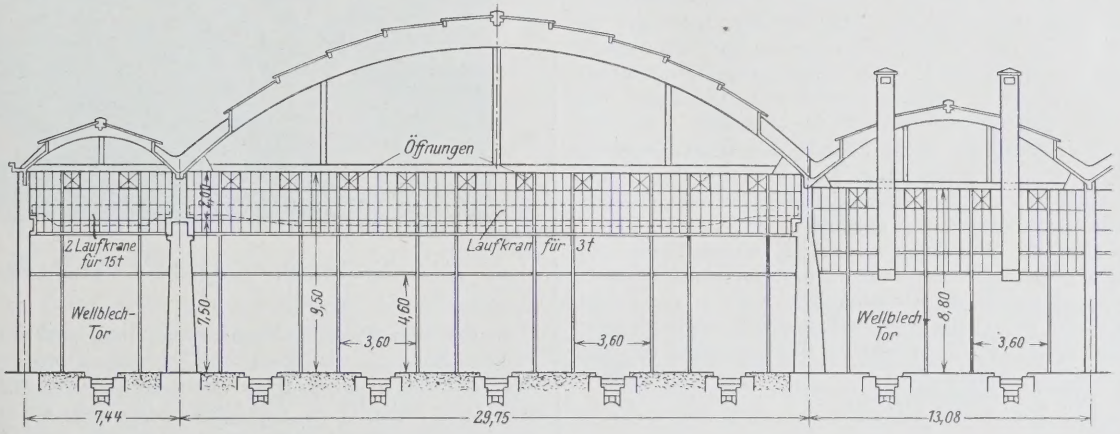



Abb. 3. Schnitt durch die Werkstättenhallen für größere und kleinere Unterhaltung.

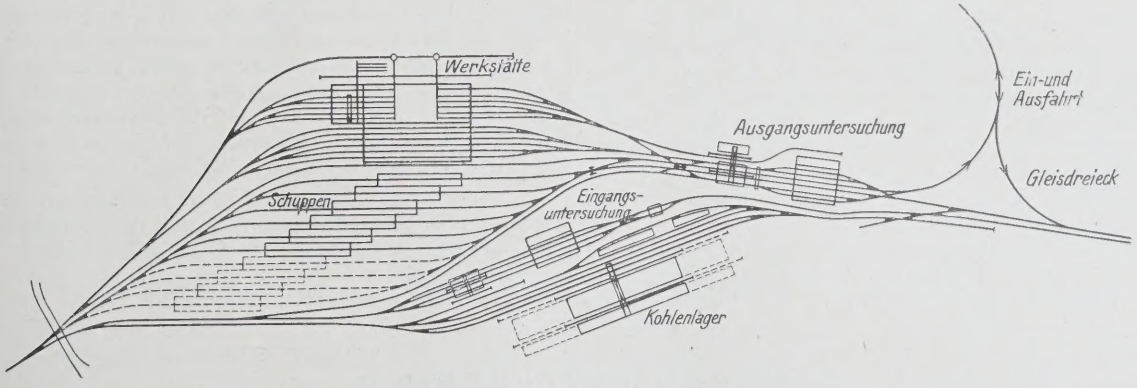



Abb. 4. Betriebswerk in Lens.

Die Bekohlungsanlage ist getrennt in das Kohlenvorrats- und in die Kohlenverteilungsanlage. Das Kohlenvorratslager stets etwas abseits und besitzt drei bis vier Gleise von der e eines Zuges. Ein Ausziehgleis gestattet die Wagenausdung nach Kohlensorten auf der Harfe. Das Vorratslager eckt sich längs dieses Gleisbündels und wird von einer fahrn Brücke von 50 m Spannweite mit Greiferkran bedient. Das Brückenende, das sich über zwei miteinander verbundene e erstreckt, besitzt ein Spill für 3000 kg Seilzug, um auch Wagen durch Verziehen ausscheiden zu können. Die Kohle auf dem Vorratslager nach Sorten gelagert und zwar in der l nach dem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen als $^4/_4$, $^3/_4$, $^2/_4$ fette Kohle.

von wo aus sie über Waagen auf die Tender rutscht. Ein einziger Mann bedient die gesamte Anlage. Da für gewisse Schnellzüge reine Stückkohle abgegeben wird, besitzt der Hochbunker ein Abteil für Stückkohle, die auf einer Schraubenrutsche auf die Tender abgelassen wird, um ihr Zertrümmern zu verhindern. Die Briketts werden mittels 500 kg fassender Kleinwagen abgegeben, die von einer Plattform auf die Tender gekippt werden. Diese Plattform dient auch als Reservebekohlungsanlage.

Für die Hinterstellung der Lokomotiven ist eine Aufstellharfe vorgesehen, deren Einzelgleise sich je wieder in drei Aufstellgleise bündeln. Die Nutzlänge eines jeden Aufstellgleises beträgt 125 m, so daß etwa fünf Lokomotiven hintereinander aufgestellt werden können. Der mittlere Teil der Aufstellgleise kann über-

deckt sein, so daß in diesem Fall schräg nebeneinanderliegende Schuppen entstehen. Diese Schuppen enthalten außer Rauchabzügen keinerlei Einrichtungen.

Drehscheiben sind nur in jenen Betriebswerkstätten vorgesehen, die aus Platzgründen Rundhäuser als Schuppen erhalten mußten. Die anderen Werke besitzen Gleisdreiecke zum Wenden der Lokomotiven.

Die Werkstätten (Abb. 2 und 3) sind über einem Gleisbündel errichtet, dessen mittlerer Teil überdeckt ist. Sie gliedern sich in den Teil für größere Unterhaltungsarbeiten, die ein bis mehrere Tage erfordern und in den Teil für kleinere Unterhaltungsarbeiten von kurzer Zeitdauer. Längs der Wand, die die durchlaufenden Gleise für die kleine Unterhaltung von den Ständen für die große Unterhaltung trennt, sind die Teilwerkstätten, wie Schreinerei, Werkzeugmacherei, Apparatenwerkstätten, ferner Meisterbüro, Stofflager und Schaltstellen für Licht, Kraft und Wärme angeordnet. Beide Werkstättenteile sind mit Laufkranen ausgestattet.

Die Lokomotivauswaschanlage ist nach dem System Micheli gebaut.

Für das Stofflager ist für fast alle Anlagen ein einheitlicher Gebäudetyp erstellt worden. Neben einer Außenrampe besitzt das Stofflager noch zwei Innenrampen längs eines die Halle durchziehenden Gleises.

Ebenso ist für die Verwaltungsgebäude eine einheitliche Ausführungsform entwickelt worden. In der Eingangshalle befinden sich Schreib- und Sitzgelegenheiten für das im Verwaltungsgebäude vorsprechende Personal und Bekanntmachungstafeln. Am Eingang der größeren Werke steht ein Gebäude mit Wasch-, Bade- und Ankleideräumen für die Arbeiter. Für das Fahrpersonal ist ein besonderes, etwas abseits im Grünen liegendes Übernachtungsgebäude vorgesehen, das Wasch-, Bade- und Schrankräume, ferner zwei- und einbettige Ruheräume, Küche, Aufenthaltsräume und Lesezimmer enthält.

Ein elektrisches Stellwerk, das auf einem hohen die gesamten Anlagen überblickenden Turm untergebracht ist, regelt alle Fahrbewegungen im Werkstättenbereich.

Als Beispiel für die Grundrißgestaltung der neuen französischen Betriebswerkstätten ist in Abb. 4 der Grundriß des Betriebswerkes in Lens wiedergegeben. Eb.

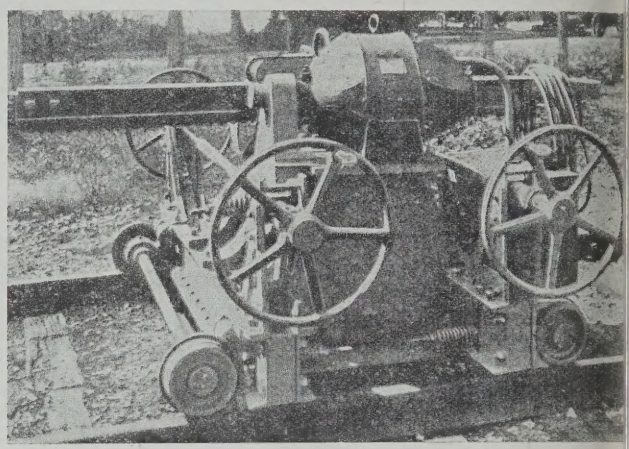
(Rev. gen. Ch. d. f. 1929, Nr. 2.)

### Ortsbewegliche Lokomotiv-Verschiebewinde.

In den Werkstätten und Schuppen müssen mit kalten Lokomotiven öfters kleinere Bewegungen ausgeführt werden, beispielsweise zum An- und Abbauen der Triebwerks- und Steuerungsteile, zum Einstellen der Schieber, zum genauen Unterstellen unter Rauchabzugöffnungen, zum Ankuppeln des Tenders und zu ähnlichen Zwecken. Die Vornahme dieser Bewegungen von Hand ist umständlich und unwirtschaftlich; wenn hierzu kleine Lokomotiven verwendet werden, so versperren diese oft in unangenehmer Weise die Hallengleise und die Zufahrten zu den Drehscheiben und Schiebebühnen.

Um diese Schwierigkeiten zu vermeiden, hat die Whiting-Gesellschaft in Harvey (Ill.) für den genannten Zweck eine ortsbewegliche Verschiebewinde entworfen. Die Textabbildung zeigt die Vorrichtung, die im wesentlichen aus Formeisen aufge ist und auf vier mit Spurkränzen versehenen und in Rollenla laufenden kleinen Rädern bewegt werden kann. Die Spurweit Räder entspricht der Regelspur. Die Verschiebewinde ist 1 m hoch und 1,5 m lang; sie kann auch mittels Krans an eine gefaßt und versetzt werden.

Ein 5 PS-Elektromotor bewegt über eine Übersetzung e in der Längsachse wagrecht auf dem Gestell liegenden Zahnstan balken mit einer Geschwindigkeit von etwa 1,5 m/Min. Mi dieses Balkens kann die Lokomotive gezogen oder gesch werden; die zur Verfügung stehende Kraft soll für sämt Lokomotiven bis zur schwersten Gelenklokomotive ausreic Der Balken läßt sich zur Anpassung an die verschiedene Pu höhe der Lokomotiven auch in der Höhenrichtung etwas stellen.



Ortsbewegliche Lokomotiv-Verschiebewinde.

Bevor eine Lokomotive bewegt wird, muß die Winde zunä mit vier Klammern an dem Gleis verankert werden. Die Klamm werden mittels großer Handräder geschlossen, die auf der T abbildung seitlich an der Verschiebewinde zu sehen sind. einzige Umdrehung eines jeden Handrads genügt zum Festzie der betreffenden Klammer.

Der Motor hat Druckknopfsteuerung. Der Bedienungsm kuppelt den Zahnstangenbalken mit der zu bewegenden Loko tive; darauf kann er sich neben dieser aufstellen und ihre Beweg so regeln, daß sie ganz genau an einem bestimmten Punkt od einer gewünschten Stellung zum Halten kommt. Wenn der des Balkens erschöpft ist und die Lokomotive noch weiter schoben werden soll, so werden einfach die vier Klammern ge und die Winde wird nachgerückt und dann wieder neu veran

Wenn die Winde nicht mehr benötigt ist, so wird die L motive vom Balken abgekuppelt und das Kabel aus der Steck genommen; die Winde ist dann sofort wieder anderswo wendungsfähig. R. I

(Railw. Age 1929, 2. Halbj., Nr. 17.)

## Buchbesprechungen.

**Federn und ihre schnelle Berechnung** von Camille Reynal, Ingenieur. Aus dem Französischen übersetzt von Ingenieur C. Koch. Leipzig 1929, Verlag Otto Spamer. Preis geh. 12.— *RM*, geb. 14.— *RM*.

Das Buch behandelt übersichtlich geordnet zunächst die Blattfedern, dann die gewundenen Federn für Zug, Druck und Stoß, die gewundenen Biegungsfedern und vielfache Federn. Der Wirkung der Ausdehnung der Federn ist ein besonderes Kapitel gewidmet.

Der Schwerpunkt des Werkes liegt in einer geeigneten Darbietung der Grundlagen für die Berechnung der Federn, wobei zur möglichsten Ausschaltung von Fehlern und zur Erziel möglichster Zeitersparnis bei Berechnung und Auswahl Federn zahlreiche graphische Darstellungen benützt werden.

Wenn auch die bekannten Theorien für die Herstellung Federn nur kurz gestreift werden, so ist andererseits folgen wichtigen Punkt besonderes Augenmerk gewidmet: Es wurden verschiedenen Einflüsse, deren Nichtbeachtung bei den nach Hauptformeln ausgeführten Berechnungen zu einer gr Abweichung von den Ergebnissen der Praxis führen kön festgestellt und behandelt. Murne

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
ahrgang 15. August 1930 Heft 16

# Die Pufferung der Eisenbahnfahrzeuge.

Von Ernst Kreissig, Uerdingen a. Rh.

ie zulässige Arbeitsaufnahme der Puffer bestimmt sich dem verfügbaren Pufferhub, der zulässigen Höchstkraft Puffer und der diagrammäßigen Kraftverteilung der kräfte. Der Pufferhub ist eine gegebene Größe, während lässige Pufferhöchstkraft von der diagrammäßigen Kraftlung der Wirkungskräfte abhängig ist.

s ist somit vorerst zu untersuchen, welches Diagramm timale Pufferwirkung in bezug auf den Endzweck der , die Schonung der Fahrzeuge, ergibt.

ie bekannten Federn sind durch linear ansteigende Diane nach Abb. 1 gekennzeichnet, lediglich Torsionsfedern

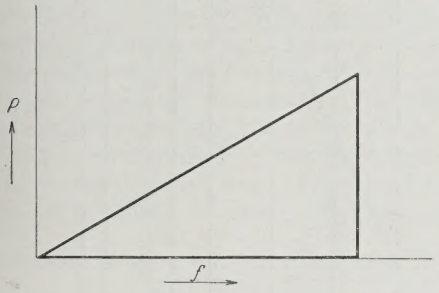


Abb. 1.

änderlichem Querschnitt und veränderlicher Ganghöhe n Diagramme nach Abb. 2, worin P die Pufferkräfte und ederung bedeuten. Das Diagramm nach Abb. 1 hat den en Arbeitsinhalt, während das Diagramm nach Abb. 2 eichere Anfangswirkung gewährleistet, welche im Zweiystem für das Befahren von Krümmungen von Vorteil

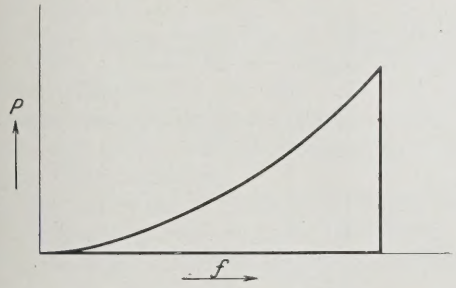


Abb. 2.

er gleiche Vorteil läßt sich für die im Diagramm linear ende Feder erreichen, wenn man derselben eine weiche nnfeder vorschaltet, wobei allerdings Arbeit verloren Außer diesen Diagrammformen besteht aber auch die nkeit der Anwendung rechteckiger bzw. angenähert kiger Arbeitsdiagramme nach Abb. 3 und 4.

n nun den Einfluß der Diagrammformen auf die Bechung der Einzelteile des Fahrzeuges zu ermitteln, wir die Federwirkung dieser Teile, wie Achshalter, n, Spannbänder usw. berücksichtigen. Alle diese Elestellen Federn mit sehr geringer Federung und hoher gungsfrequenz dar, welche durchwegs ein linear andes Federdiagramm besitzen. Wird nun eine Feder mit ansteigendem Diagramm derart belastet, daß sich s- und Reaktionskraft stets nur um unendlich kleine unterscheiden, so biegt sich die Feder statisch, d. i. ohne Schwingung, um einen Betrag durch, welcher der jeweiligen Belastung entspricht, also bei P kg Belastung um den Betrag f. Ist jedoch der Unterschied zwischen Aktions- und Reaktionskraft zeitweise oder immer endlich, so tritt Schwingung und damit Spannungserhöhung gegenüber der statischen Pressung ein. Würde man z. B. die vorerwähnte Feder mit einem Gewicht von P kg so belasten, daß das Gewicht sofort nach Berührung mit der ungespannten Feder sich selbst überlassen bleibt, so würde die größte Durchbiegung 2 f, also das Doppelte der statischen Federung durch P betragen. In beiden

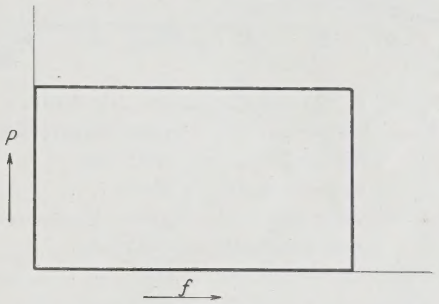


Abb. 3.

Fällen war das Federdiagramm linear ansteigend nach Abb. 1, die Belastung im ersten Falle ebenfalls linear ansteigend, im letzteren Falle hingegen konstant nach Abb. 3.

Hieraus ergibt sich mit zwingender Notwendigkeit, daß ein Puffer mit rechteckigem Diagramm bei der

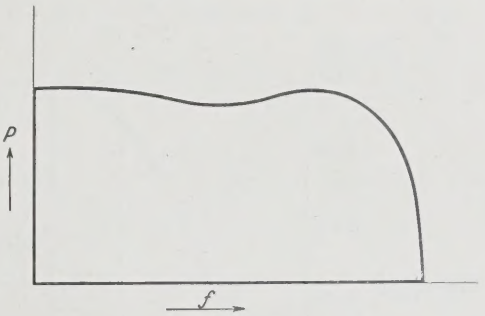


Abb. 4.

gleichen Höchstkraft den Wagen doppelt so hoch beansprucht, als ein Puffer mit linear ansteigendem Diagramm. Man wird somit einen Puffer mit rechteckigem oder angenähert rechteckigem Arbeitsdiagramm nur mit der halben Höchstkraft des Federpuffers ausführen dürfen, d. h. beide Pufferarten können bei gleicher Fahrzeugbeanspruchung nur die gleiche Arbeit aufnehmen.

Von besonderem Interesse ist in diesem Zusammenhange die Untersuchung des Verhaltens der Wagentragfedern während des Pufferstoßes, weil die Wagentragfeder dasjenige Organ des Fahrzeugs darstellt, welches die niedrigste Eigenfrequenz besitzt. Die vergleichende Untersuchung erstreckt sich auf einen linear ansteigenden Puffer von 60000 kg Höchstkraft und rund 19000 kg größter Rückstoßkraft und einen Puffer mit rechteckigem Diagramm von 30000 kg Bremskraft und rund 12000 kg größtem Rückstoß. In Abb. 5 ist ersteres Diagramm

voll, letzteres gestrichelt dargestellt. Die Rückstoßdiagramme sind bestehenden Ausführungen entnommen, und zwar einmal einem Ringfederpuffer und zum anderen einem Flüssigkeits-

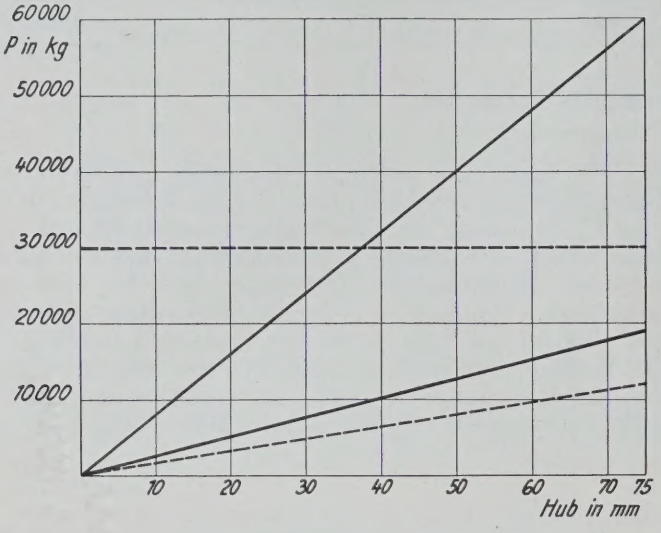



Abb. 5. Arbeitsdiagramm der Puffer:
——— Puffer mit dreieckigem Diagramm, Arbeitsaufnahme 2250 mkg, Arbeitsverzehr 1540 „ .
– – – Puffer mit rechteckigem Diagramm, Arbeitsaufnahme 2250 mkg, Arbeitsverzehr 1800 „ .

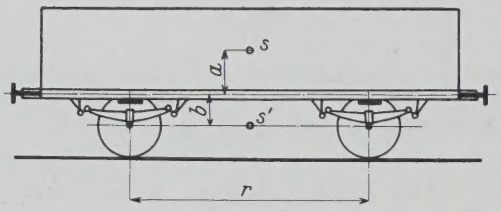



Abb. 6.

puffer. Eine Einwirkung des Pufferstoßes auf die Tragfeder ergibt sich lediglich dann, wenn der Wagenschwerpunkt außerhalb der Pufferebene liegt, wie in Abb. 6 dargestellt. Letztere stellt einen Om-Wagen dar, welcher mit Kohle beladen ist, und zwar ist das spez. Gewicht derselben zu 0,82 angenom Es ergibt sich dann ein Abstand des Wagenschwerpunk aller federnder Teile einschließlich Last über Pufferebene 600 mm.

Das Diagramm der Tragfedern ist in Abb. 7 darges und zwar sind die beiden Tragfedern einer Achse in ein

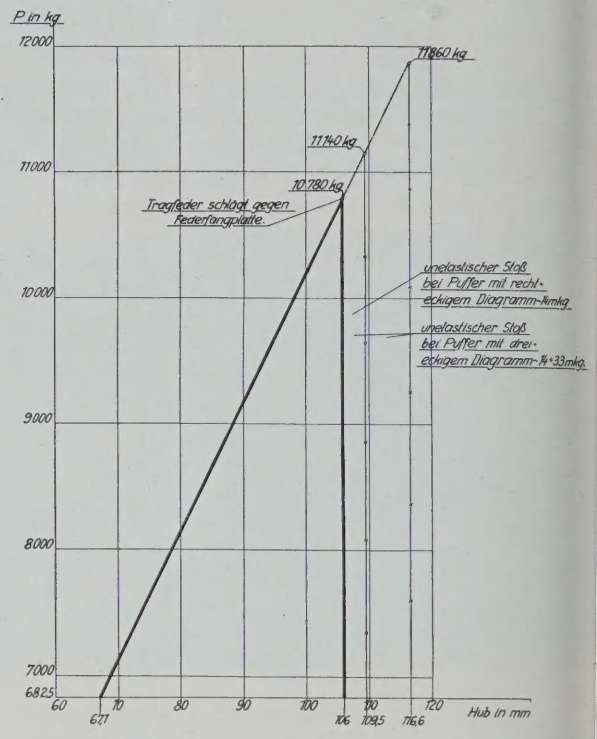



Abb. 7.

gramm zusammengezogen. In Abb. 8 ist der Verlau Pufferkräfte und Wagengeschwindigkeiten abhängig vo Zeit für den Pufferstoß dargestellt. Da der Puffer mit r eckigem Diagramm eine konstante Kraft aufweist, ni

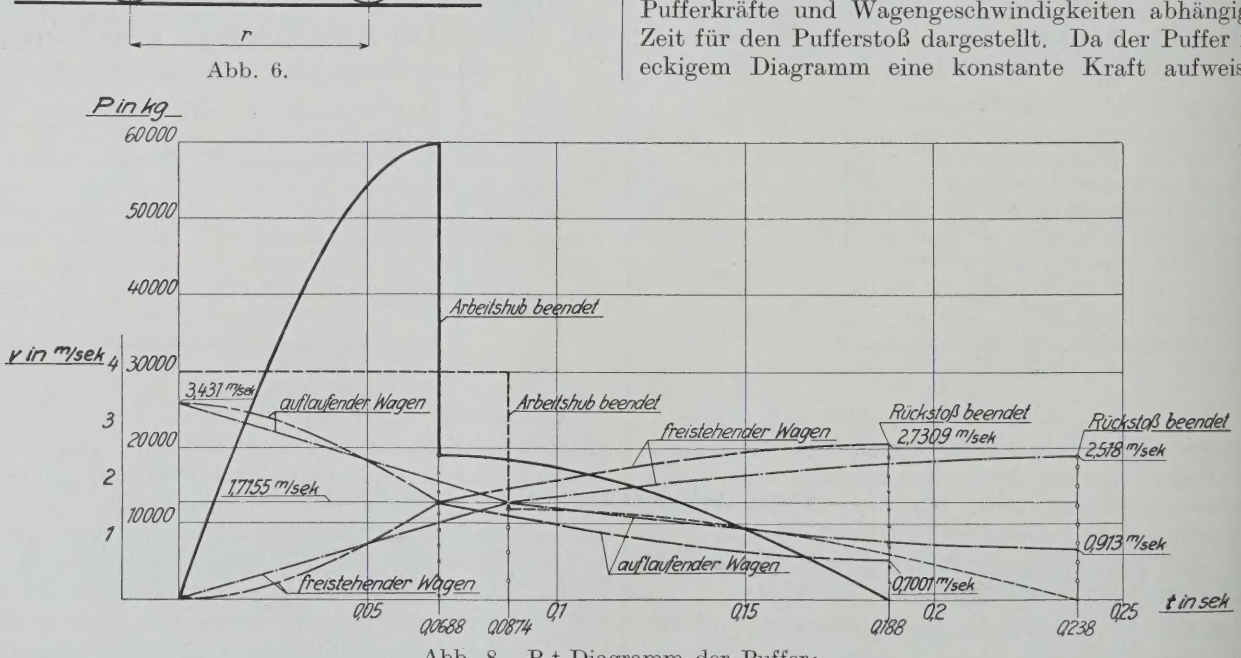



Abb. 8. P-t-Diagramm der Puffer:
——— Puffer mit dreieckigem Diagramm. – – – – – – Puffer mit rechteckigem Diagramm.
v-t-Diagramm der Wagen:
— – — bei Puffern mit dreieckigem Diagramm. —·—·— bei Puffern mit rechteckigem Diagramm.

während des Arbeitshubes der Puffer die Wagengeschwindi proportional der Zeit zu bzw. ab. Wenn die Massen der W gleich sind, wird beim völlig elastischen Stoß bei Beendi des Arbeitshubes die Geschwindigkeit beider Wagen gleich

chnet
die jeweilige Pufferstoßkraft, welche auf eine Wagenseite wirkt,
eine kleine Zeitdauer,
die Wagenmasse des auflaufenden, und $m_2$ die Wagenmasse des getroffenen Wagens,
die Wagengeschwindigkeit des auflaufenden Wagens zu Beginn von $\Delta t$,
die Wagengeschwindigkeit des auflaufenden Wagens zu Ende von $\Delta t$,
die Wagengeschwindigkeit des getroffenen Wagens zu Beginn von $\Delta t$,
die Wagengeschwindigkeit des getroffenen Wagens zu Ende von $\Delta t$,
den Hub eines Puffers in der Zeit $\Delta t$, so gilt

$$2 P \Delta t = m_1 (v_{I_1} - v_{I_2}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$
$$= m_2 (v_{II_2} - v_{II_1}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$
$$\Delta h = \frac{\Delta t}{4} [(v_{I_1} - v_{II_1}) + (v_{I_2} - v_{II_2})] \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

ie Auflaufgeschwindigkeit ist zu 3,431 m/sec, angeen, bei welcher Geschwindigkeit der Pufferstoß auf den 1 Pufferhub elastisch erfolgt. Das Zeit-Kraftdiagramm 8) für den Arbeitshub des Puffers mit Rechteckdiagramm ederum ein Rechteck, das gleiche Diagramm für den mit linear ansteigendem Diagramm die in Abb. 8 voll ogene Kurve. Die graphische Ermittelung dieser Kurven ls bekannt vorausgesetzt sein. Aus diesen Diagrammen, assen $m_1$ $m_2$, welche in diesem Falle gleich und zu je angenommen sind, sowie aus Gleichung 1 bis 3 ergibt

ir jede Zeitstufe die Differenzgeschwindigkeit

$$\Delta v = (v_{I_1} - v_{I_2}) = (v_{II_2} - v_{II_1}),$$

h die in Abb. 8 dargestellten Zeitgeschwindigkeitsmme gezeichnet sind. Der Geschwindigkeitsindex I gilt 1 auflaufenden, der Index II für den getroffenen Wagen, I für den Beginn des Zeitintervalls $\Delta t$, der Index II für nde desselben. Aus den Diagrammen der Abb. 7 und 8 ch nun das Zeitkraftdiagramm der Tragfeder nach Abb. 9 eln. Bezeichnet
las auf Fahrzeug wirkende Drehmoment für die Kraft 2 P,
lie mittlere Zusammendrückungsgeschwindigkeit der Tragfeder während des Zeitintervalls $\Delta t$,
en Geschwindigkeitszuwachs während $\Delta t$,
lie durch den Pufferstoß 2 P erzeugte Mehr- bzw. Minderelastung der Tragfeder,
as Trägheitsmoment der gefederten Massen bezogen auf ie Horizontalschwerachse quer zum Gleis,
ie dem Trägheitsmoment J entsprechenden, auf die Halbmesser $\frac{r}{2}$ reduzierten Massen,
ie Senkung bzw. Entspannung der Tragfeder während es Zeitintervalls $\Delta t$,
as Gewicht der gefederten Teile,
as Gewicht der ungefederten Teile,
eren Schwerpunkt in Achsmitte angenommen sei,
en Abstand des Schwerpunktes S der gefederten Teile on der Pufferebene,
en Abstand des Schwerpunktes S' der ungefederten eile von der Pufferebene, und
en Radstand, so ergibt sich durch den auf eine Stirnseite len Pufferstoß 2 P ein auf das Fahrzeug wirkendes Drehmt von der Größe

$$M = 2 P \frac{G_f \cdot a}{G_f + G_u} - 2 P \frac{G_u b}{G_f + G_u}$$
$$M = \frac{2 P}{G_f + G_u} (G_f \cdot a - G_u \cdot b) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Weiter gilt

$$M = 2 \frac{m' r}{2} \frac{d v_o}{d t} + P_o r = m' r \frac{d v_o}{d t} + P_o r$$

wenn

$$J = 2 m' \frac{r^2}{4}, \text{ bzw.}$$
$$m' = \frac{2 J}{r^2} \text{ ist.}$$

Somit gilt

$$\frac{M}{r} = m' \frac{d v_o}{d t} + P_o \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

und

$$\Delta s = v_o \Delta t.$$

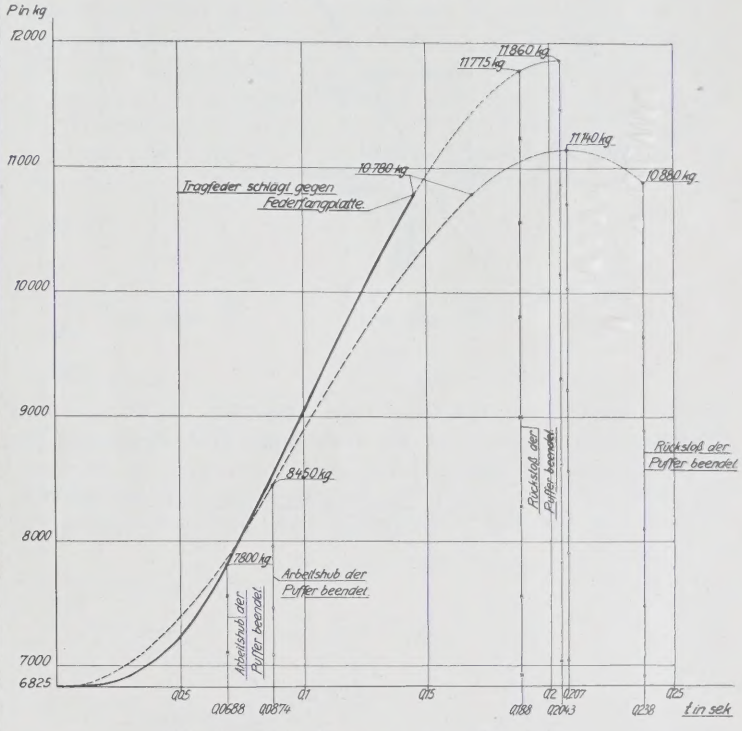



Abb. 9. P-t-Diagramm der Tragfeder:
——— bei Puffern mit dreieckigem Diagramm,
– – – „ „ „ rechteckigem „ .

Der Wert M läßt sich für eine bestimmte Zeitstufe der dazugehörigen Kraft 2 P aus Gl. 4), der Wert $P_o$ für jede Federung zu Beginn der Zeitstufe $\Delta t$ aus Diagramm Abb. 7 ermitteln. Es ergibt sich dann aus Gl. 5) $\frac{d v_o}{dt}$ und

$$\Delta v_o = \Delta t \frac{d v_o}{d t}.$$

Aus Gl. 6) ergibt sich alsdann die Federung $\Delta s$ während des Zeitraumes $\Delta t$, woraus sich die Kraft $P_o$ für den nächsten Zeitraum ermitteln läßt. Auf diese Weise ergeben sich die Zeitkraftkurven der Abb. 9 für die Tragfeder. Letztere sowie das Diagramm der Abb. 7 sind nur in dem Bereich oberhalb der statischen Last zur Anschauung gebracht.

Aus Diagramm Abb. 8 ergibt sich, daß für das Zusammendrücken der Puffer verschiedene Zeiten für die verschiedenen Arbeitsdiagramme in Frage kommen, und zwar verhalten sich die Zeiten wie $\frac{\pi}{4}$:1, wobei bei die größere Zeit für das rechteckige Diagramm gilt. Bei dieser zeitlichen Verschiedenheit ergibt sich für das linear ansteigende Diagramm eine Tragfederbelastung von 7800 kg und für das rechteckige Diagramm eine solche von 8450 kg, wenn die Puffer voll zusammengedrückt sind. Für die folgende Rückstoßperiode ist zu beachten, daß

der Rückstoß für das rechteckige Diagramm geringer angenommen wurde, wodurch sich für diesen Fall die Tragfederbelastung für die Rückstoßperiode günstiger gestaltet. Nach 0,145″ kommt für den Dreieckpuffer, nach 0,169″ für den

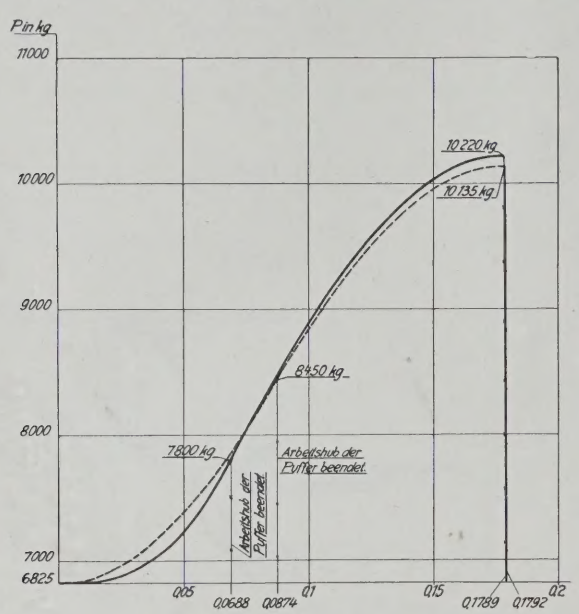



Abb. 10.

Rechteckpuffer die Tragfeder zum Aufsitzen. Läßt man den Vorgang sich so abspielen, als wenn keine Hubbegrenzung für die Tragfeder vorhanden wäre, so würden sich die kurz gestrichelten Fortsetzungen der ursprünglichen Kurven ergeben, woraus sich für den Dreieckpuffer eine Höchstbelastung der

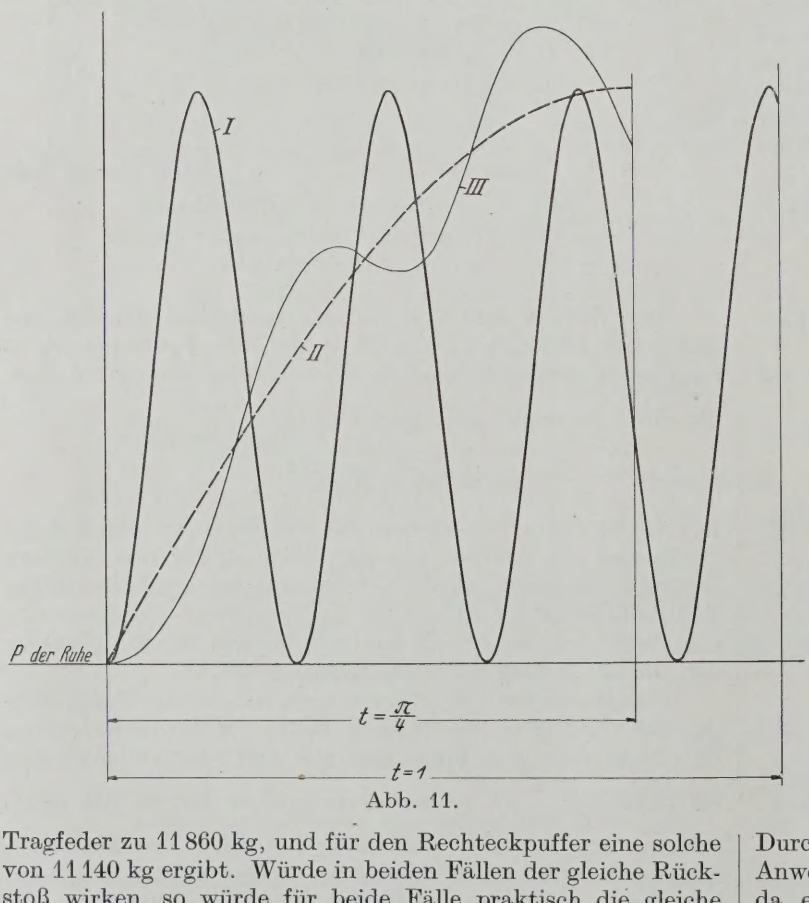



Abb. 11.

Tragfeder zu 11860 kg, und für den Rechteckpuffer eine solche von 11140 kg ergibt. Würde in beiden Fällen der gleiche Rückstoß wirken, so würde für beide Fälle praktisch die gleiche Höchstkraft in Frage kommen. Es ergibt sich hieraus, daß beide besprochenen Diagramme in bezug auf Arbeitsaufnahme gleichwertig sind, daß also das Rechteckdiagramm k höhere Arbeitsaufnahme erlaubt.

In Abb. 10 sind die gleichen Kurven wie in Abb. 9 fü Fall ermittelt, daß beide Puffer keinen Rückstoß ausüben diesen Fall ergibt sich für den Rechteckpuffer eine Hö belastung der Tragfedern von 10135 kg und für den F puffer eine solche von 10220 kg, also praktisch das Gl

In diesen Entwicklungen ist die Dämpfung durch F reibung nicht berücksichtigt, die Tragfedern sind als reib los wirkend angenommen. Die Federreibung wirkt entlas so daß sich die graphisch ermittelten Belastungen der federn durch die Reibung vermindern.

Die vorliegenden Untersuchungen lassen nunmehr die Einwirkungen der verschiedenen Diagrammformen a übrigen Konstruktionsteile des Fahrzeugs erkennen. Alle des Fahrzeugs sind Federn von hoher Eigenfrequenz, für w das gleiche gilt wie für die Tragfeder. Die graphische U suchung dieser Fälle würde sich genau wie vorher gest jedoch müßte mit einem viel kleineren $\Delta$ t gearbeitet we da die Federungen dieser Teile sehr klein sind. Es würde dann Schwingungskurven ähnlich der Abb. 11 ergeben zwar für den Rechteckpuffer die stark ausgezogene Kur für den Federpuffer die stark gestrichelte Kurve II, w sich der dünn ausgezogenen P t Kurve III des Federp überlagert. Die Kurven II und III nähern sich um so me weniger Masse sich zwischen Puffer und Konstruktio lagert.

Es besteht aber noch ein weiterer wesentlicher Unters zwischen den Einwirkungen der verschiedenen Pufferarte die Beanspruchung der Fahrzeuge, welcher sich aus de schiedenartigen Wirkungsweise der Puffer selbst e Diagrammformen nach Abb. 1 und 2 lassen sich durch bek Federarten erreichen, während sich die Diagramme nach A und 4 bis heute lediglich durch Flüssigkeitspuffer wirklichen lassen, denen rein elastische Mittel zur R führung in die Grundstellung zugeschaltet sind. Le Vorrichtungen sind aber in ihrer Arbeitsaufnahm der Zusammendrückungsgeschwindigkeit abhängig zwar um so mehr, je weniger sich die Vorrichtun wechselnden Geschwindigkeit anzupassen vermag. sich die Durchflußkanäle mit dem Pufferhub in i Querschnitt verändern, ist für die folgende Betrac belanglos. Bei nichtautomatischen Vorrichtungen, solchen mit unveränderlichen Durchflüssen, ändert die Pufferwirkung umgekehrt zur zweiten Poten Durchflußquerschnittes für Kanäle von konsta Querschnitt, bei teilweise oder gänzlich federnd geschlossenen Kanälen ändert sich das Wirkungsg im Sinne einer Potenzverminderung. Es wird diejenige Vorrichtung die beste Wirkung ergeben, w vollautomatisch arbeitet, d. h. deren sämtliche K federnd abgesperrt sind. Das Kraftgeschwindig diagramm einer solchen Vorrichtung ist in Ab dargestellt, während die Abhängigkeit der Pufferwi einer nicht automatischen Vorrichtung mit konst Durchflußquerschnitten von der Geschwindigkeit Abbildung 12a veranschaulicht wird.

Sofern es möglich wäre, Ventile herzustellen, w auf statische und dynamische Flüssigkeitspressung reagieren, wäre damit auch die Möglichkeit eine schränkung der Pufferhöchstkraft gegeben, und könnte ein derartiges Ventil ohne Zuschaltung an Durchflußkanäle oder aber in Verbindung mit solche Anwendung gelangen. Ersterer Weg ist indes nicht gan da eine derartige Vorrichtung für alle Geschwindigk auch die kleinsten, die Höchstkraft auslösen würde. derartiger Puffer würde sowohl im fahrenden Zug wie

Rangierbetrieb außerordentlich hart wirken und bei der gsten Bewegung der Fahrzeuge gegeneinander Stoßungen zeitigen, welche die Konstruktionsteile bis zur stgrenze beanspruchen und sie sehr rasch zur Ermüdung gen würden. Aber auch der zweite Weg ist nur dann bar, wenn die Kraftbegrenzung für nicht zu niedrige geschwindigkeiten erfolgt, da sonst die Anzahl der stbeanspruchungen eine sehr hohe wird.

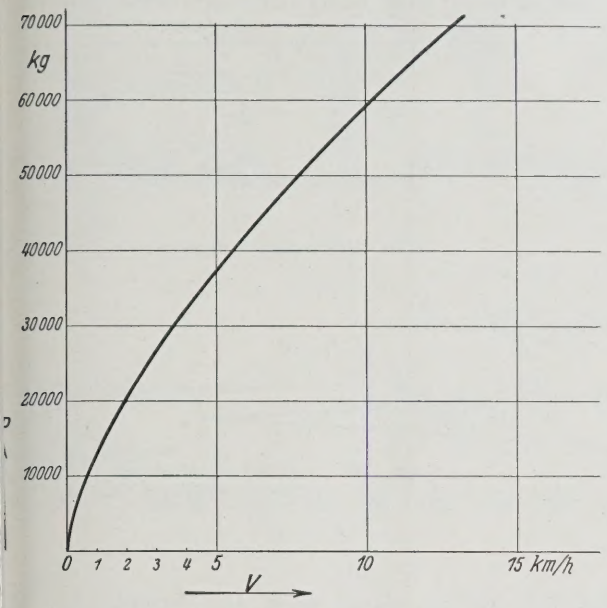



Abb. 12.

Den weiteren Untersuchungen soll nur die vollautomatische chtung ohne Druckbegrenzung zugrunde gelegt werden, zwar soll die Wirkung solcher Puffer für Fahrzeuge verdener Maße bzw. verschiedenen Gewichts untersucht werden. Es erübrigt sich, die gleiche Untersuchung auf nicht- bzw. halbautomatische Vorrichtungen auszudehnen, da für diese die Verhältnisse weit ungünstiger liegen. In Abb. 13 sind die Arbeitsdiagramme für verschiedene Wagen dargestellt, wenn diese auf einen Prellbock auflaufen, welcher mit den gleichen Puffern ausgerüstet ist. Die Ermittelung dieser sdiagramme gestaltet sich sehr einfach. Für genügend Teile $\Delta h$ des Pufferhubes h und die Wagenmasse m sich für die Wagengeschwindigkeiten $v_a$, $v_e$ am Anfang am Ende von $\Delta h$ und die der Puffergeschwindigkeit $\frac{v_a}{2}$ echenden Kraft $P_o$

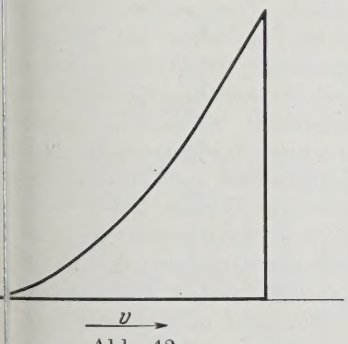



Abb. 12a.

$$\frac{m\,v_a^2}{2} - 4\,P_o \cdot \Delta h = \frac{m\,v_e^2}{2}.$$

und $P_o$ bekannt sind, ergibt sich hieraus $v_e$. Die Stößelvindigkeit ist gleich der halben Wagengeschwindigkeit. ergibt sich für $\frac{v_e}{2}$ aus dem Diagramm der Abb. 12 eue Kraft $P_o$ für die nächste Hubzeitstufe. Es sind olgende vier Fälle untersucht.

| Kurve . . . . . | I | II | III | IV |
|---|---|---|---|---|
| Gewicht des auflaufenden Wagens in t | 10 | 20 | 30 | 80 |
| Geschwindigkeit des auflaufenden Wagens in km/Std. . . . . | 15 | 15 | 8,5 | 4,5 |

Die Diagrammkurven der Abb. 13 lassen erkennen, daß die Arbeitsaufnahme für die vier verschiedenen Massen verschieden ist. Die Kurve I fällt für die Betrachtung aus, da sie den Pufferhub nur bis 52 mm ausnutzt. Die Auflaufgeschwindigkeit hätte mit Rücksicht auf die Aufnahmefähigkeit des Puffers höher sein dürfen. Kurve II zeigt, daß die Auflaufgeschwindigkeit zu hoch gewählt wurde, da ein unelastischer Stoß verbleibt (Schraffierte Fläche). Die elastische Arbeitsaufnahme ist jedoch eine sehr große. Im Fall der Kurve III ist der Hub nicht vollkommen ausgenutzt, ebenso auch im Fall der Kurve IV. In beiden Fällen hätte die Auflaufgeschwindigkeit eine etwas höhere sein können. Es zeigt sich aber, daß mit wachsender Wagenmasse die Kraft des Puffers bzw. seine Arbeit sinkt, und zwar beträgt die vom Puffer geleistete Arbeit für den 80 t-Wagen nur ungefähr die Hälfte der für den 20 t-Wagen

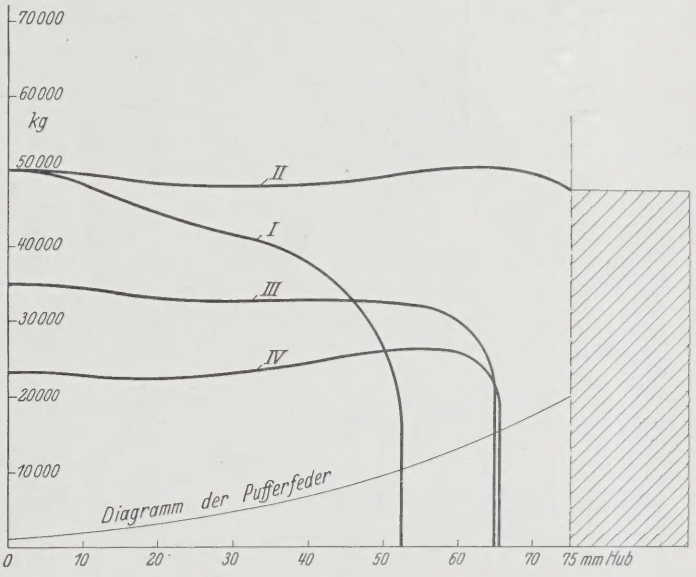



Abb. 13.

verfügbaren. Es bedeutet dies eine den Erfordernissen entgegenlaufende Unzulänglichkeit, da mit wachsender Masse, d. h. mit wachsendem Arbeitsbedarf, die verfügbare Arbeit sinkt. Für nicht- bzw. halbautomatische Puffer würde der Übelstand noch weit krasser in Erscheinung treten.

Läuft ein Wagen auf einen anderen mit den gleichen Puffern ausgerüsteten Wagen auf, so ist die Stößelgeschwindigkeit wiederum gleich der halben Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge gegeneinander. Für die bekannten Bezeichnungen ergibt sich

$$2\,P\,\Delta t = m_1\,(v_{I_1} - v_{I_2})$$
$$2\,P\,\Delta t = m_2\,(v_{II_2} - v_{II_1}).$$

Auf Grund dieser Formeln lassen sich nun unter der Annahme sehr kleiner Zeiteinheiten die in Abb. 14 dargestellten Zeitgeschwindigkeitdiagramme ermitteln. Für eine gewisse Geschwindigkeit ergibt sich aus Abb. 12 die dazugehörige Kraftgröße P und somit nach obigen Beziehungen die neuen Geschwindigkeiten $v_{I_2}$ bzw. $v_{II_2}$, welche als Ordinaten der Abszissen t bzw. $\Delta t$ eingetragen werden. Aus der Diagrammfläche ergeben sich die Stößelwege. Trägt man dieselbe als Abszissen und die dazugehörigen Werte P als Ordinaten auf, so erhält man die in Abb. 15 dargestellten Kraftwegkurven bzw. Pufferdiagramme bei den verschiedenen Auflaufge-

schwindigkeiten. Der Einfachheit halber wurden in allen Fällen nur Wagen von gleichen Gewichten gegeneinander in Bewegung gebracht, so daß also $m_1 = m_2$ wird.

Es wurden folgende vier Fälle untersucht.

| Kurve | I | II | III | IV |
|---|---|---|---|---|
| Wagengewicht in t | 10 | 20 | 30 | 80 |
| Ablaufgeschwindigkeit in km/Std. | 20 | 20 | 14 | 7 |

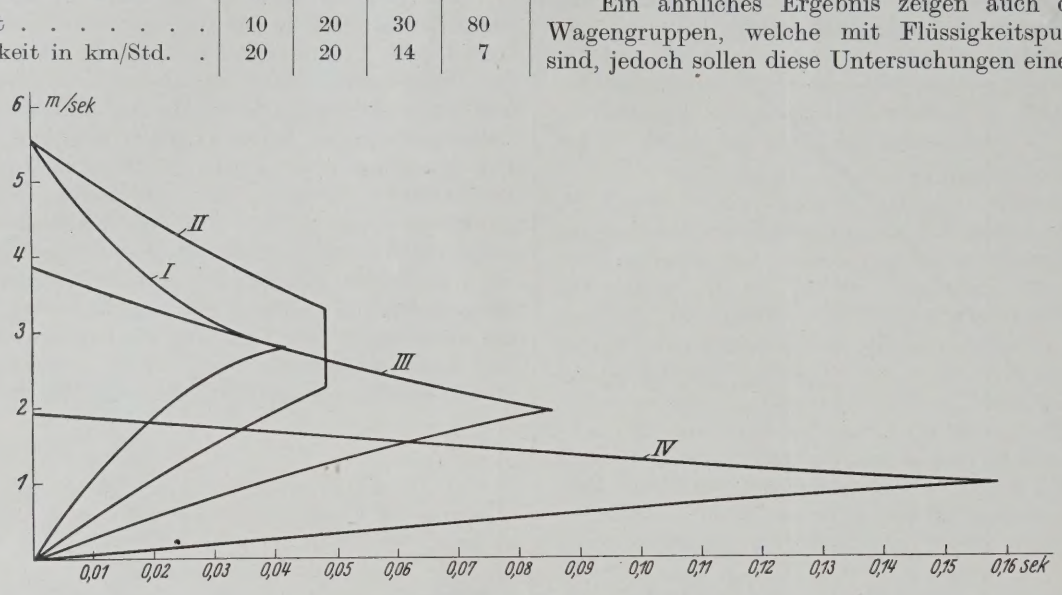



Abb. 14.

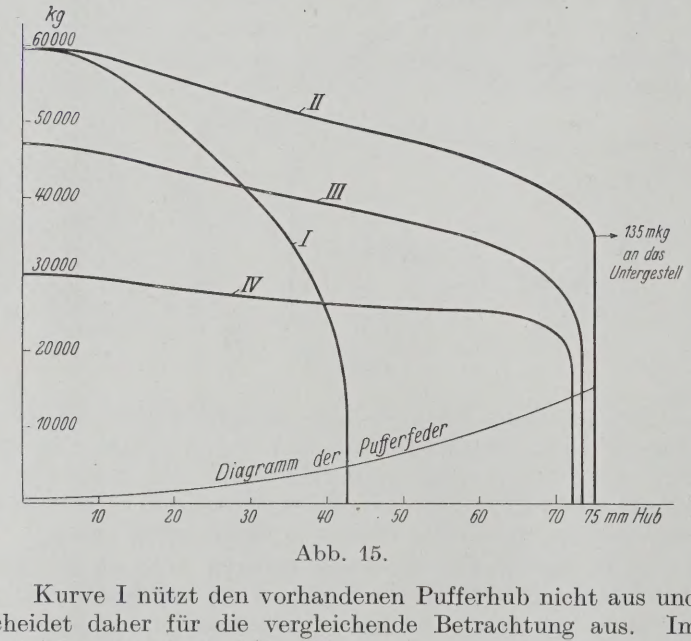



Abb. 15.

Kurve I nützt den vorhandenen Pufferhub nicht aus und scheidet daher für die vergleichende Betrachtung aus. Im Falle II wird der Pufferhub vollkommen ausgenutzt, lediglich ein kleiner aber unbedeutender Rest unelastischer Arbeit verbleibt. In den Fällen III und IV wird der Pufferhub bis auf unbedeutende Bruchteile desselben voll ausgenutzt. Wie aus den Diagrammen der Abb. 15 ersichtlich, ergibt sich auch für Auflaufen zweier Fahrzeuge aufeinander der gleiche Übelst wie beim Auflauf auf den Prellbock, d. h. mit wachsen Wagenmasse und somit mit wachsendem Arbeitsbedarf s die Aufnahmefähigkeit des Puffers. Beim 80 t-Wagen bet sie fast nur die Hälfte der für den 20 t-Wagen verfügba

Ein ähnliches Ergebnis zeigen auch die Aufläufe Wagengruppen, welche mit Flüssigkeitspuffern ausgerü sind, jedoch sollen diese Untersuchungen einer späteren Ar vorbehalten bleiben, ebenso auch das Verhalten der Flüs keitspuffer in der Zusammenarbeit mit Federpuffern.

Es sei noch besonders hervorgehoben, daß bei den liegenden Untersuchungen die Arbeitsfähigkeit des Wa und der Ladung selbst vernachlässigt wurde, da dies für grundlegende Untersuchung nicht von Belang ist.

### Zusammenfassung.

Es wird untersucht, welche Diagrammform die für Eisenbahnpuffer günstigste ist, und zwar mit Rücksicht die Beanspruchung der Wagenteile. Die Untersuchung erg daß es nicht möglich ist, durch Anwendung von Arbeitsorga mit vollkommen oder angenähert rechteckigen Arbeits grammen ohne Mehrbeanspruchung der Wagenteile eine grö Arbeitsaufnahme zu erreichen als mit linear ansteigenden. diesem Zusammenhange wird das Verhalten der Wagent federn für die verschiedenen Arbeitsdiagramme der Pu während des Pufferungsvorganges untersucht und vorerwäh Behauptung bestätigt. Es wird weiter das Verhalten Flüssigkeitspuffern mit vollkommen oder angenähert re eckigen Arbeitsdiagrammen für die Pufferung verschie großer Wagenmassen betrachtet und nachgewiesen, Flüssigkeitspuffer für den Eisenbahnbetrieb ungeeignet s da ihre Arbeitsfähigkeit mit dem Wachsen der Wagenm sinkt, d. h., daß sie mit der Vergrößerung der abzufangen Massen mehr und mehr unwirksam werden.

## Die elektrische Zugbeleuchtungswerkstätte im Reichsbahn-Ausbesserungswerk Neuaubing.

Von **H. Knorr**, München.

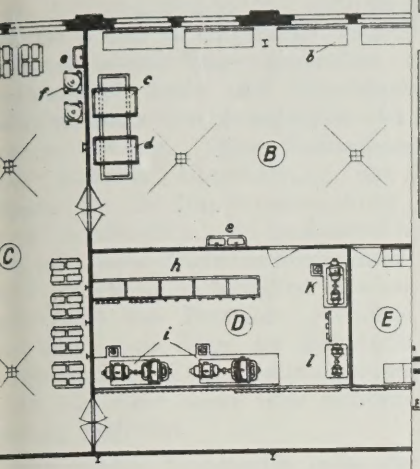
Hierzu Tafel 20.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat seit 1924 alle vierachsigen D-Zug-Wagen, soweit diese noch Gasbeleuchtung besaßen, mit elektrischer Beleuchtung ausrüsten lassen, ferner hat sie angeordnet, daß neue Personenwagen gleich von Anfang an mit elektrischer Beleuchtung einzurichten sind. Neuerdings wurde auch damit begonnen, Wagen des Nebenbahnverkehrs, die überwiegend noch mit Petroleum beleuch sind, mit elektrischer Beleuchtung auszurüsten. Ferner s im Laufe der letzten fünf Jahre auch viele Bahnpostwa elektrisch beleuchtet worden.

Unter solchen Verhältnissen stieg die Zahl der elektri beleuchteten Wagen und damit der Umfang der Unterhaltu

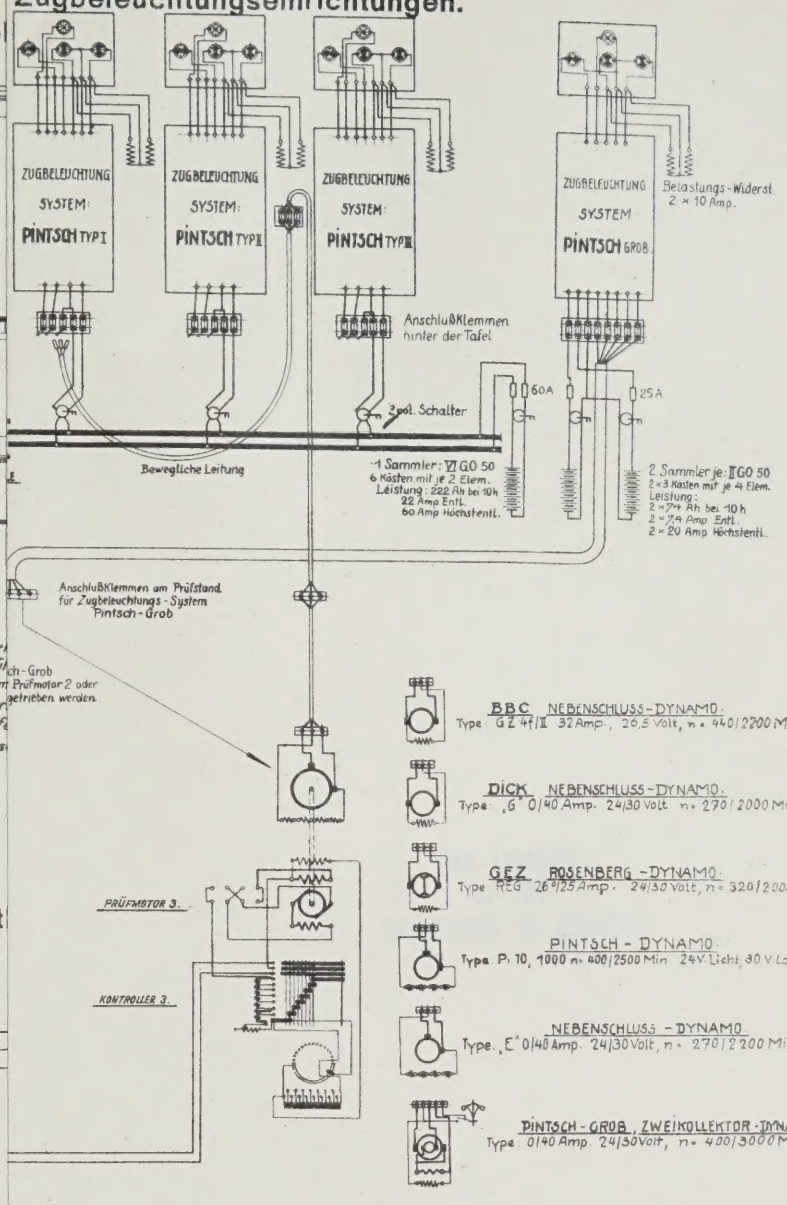
## Zugbeleuchtungseinrichtungen.

### . 1. Raumeinteilung der elel



Aufzug
Werkstätte zur Instandsetzung d. Sammler
Laderaum
Maschinenraum
Ersatzlager für Sammler
Ersatzlager für Zugbeleuchtung u. Heizung
Austauschlager für Zugbeleuchtg. u. Heizung

H Werk
J Prüf
K Sam
L Wer
M Auf
N Was




BBC NEBENSCHLUSS-DYNAMO.
Type GZ 4f/I 32 Amp., 26,5 Volt, n = 440/2200 Min

DICK NEBENSCHLUSS-DYNAMO.
Type „G" 0/40 Amp. 24/30 Volt n = 270/2000 Min

GEZ ROSENBERG-DYNAMO.
Type REG 26°/25 Amp. 24/30 Volt, n = 320/2000 Min.

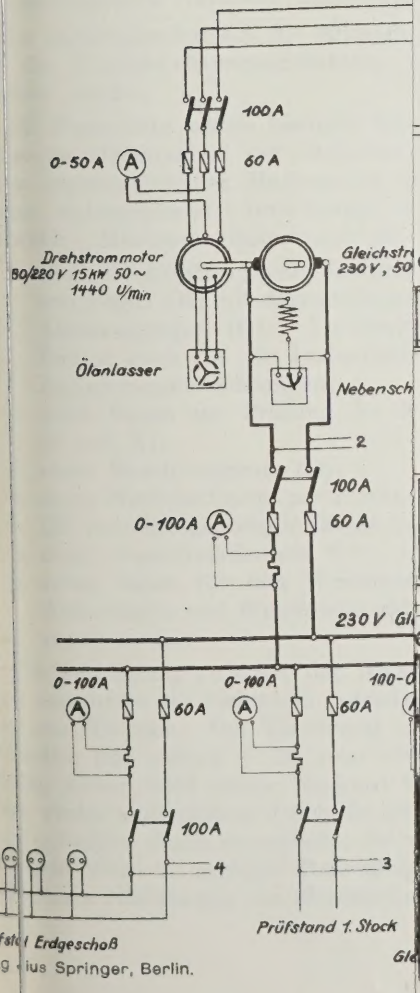
PINTSCH-DYNAMO.
Type P. 10, 1000 n = 400/2500 Min. 24 V Licht, 30 V Ladung

NEBENSCHLUSS-DYNAMO.
Type „E" 0/40 Amp. 24/30 Volt, n = 270/2200 Min.

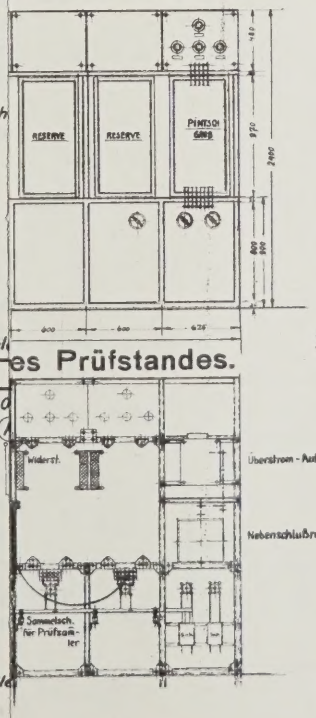
Einheits-Bauart

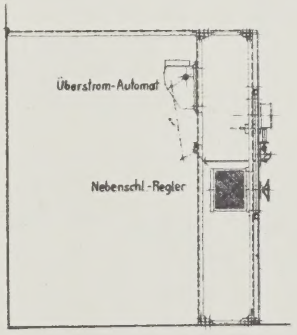
PINTSCH-GROB, ZWEIKOLLEKTOR-DYNAMO.
Type 0/40 Amp. 24/30 Volt, n = 400/3000 Min

### Abb. 2. Schalt




### es Prüfstandes.



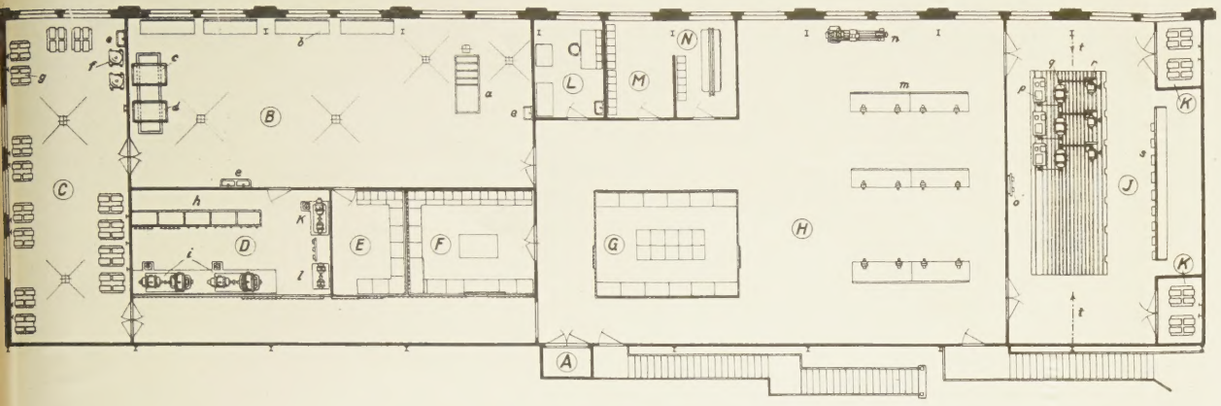

**Schnitt durch die Prüffelder für die Zugbeleuchtungs-Schalttafeln.**

**Abb. 4.**
**Prüfstanb für elektrische Zugbeleuchtungs-Schalttafeln.**

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

ius Springer, Berlin.

**Abb. 1. Raumeinteilung der elektrischen Zugbeleuchtungswerkstätte im R A W Neuaubing.** M. 1 : 250.



A Aufzug
B Werkstätte zur Instandsetzung d. Sammler
C Laderaum
D Maschinenraum
E Ersatzlager für Sammler
F Ersatzlager für Zugbeleuchtung u. Heizung
G Austauschlager für Zugbeleuchtg. u. Heizung
H Werkstätte für Beleuchtung u. Heizung
J Prüfraum der Zugbeleuchtung
K Sammlerraum
L Werkmeister
M Aufenthaltsraum
N Waschraum
a Spültisch
b Werktisch
c Boltich f. dest. Wasser
d Boltich f. Säure
e säurefestes Waschbecken
f fahrb. Säureflaschen
g Ladetische
h Schalttafel
i Ladeumformer f. Zugbel.
k Prüfumformer
l Ladeumformer f. Elektrokarren
m Werkbänke
n Drehbank
o Motorschalttafel
p Anlaß- u. Regelapparate
q Motor
r Zuglichtmaschine
s Prüfschalttafel
t Kranbahn

**Abb. 2. Schaltbild für die Ladeanlage und die Prüfanschlüsse.**

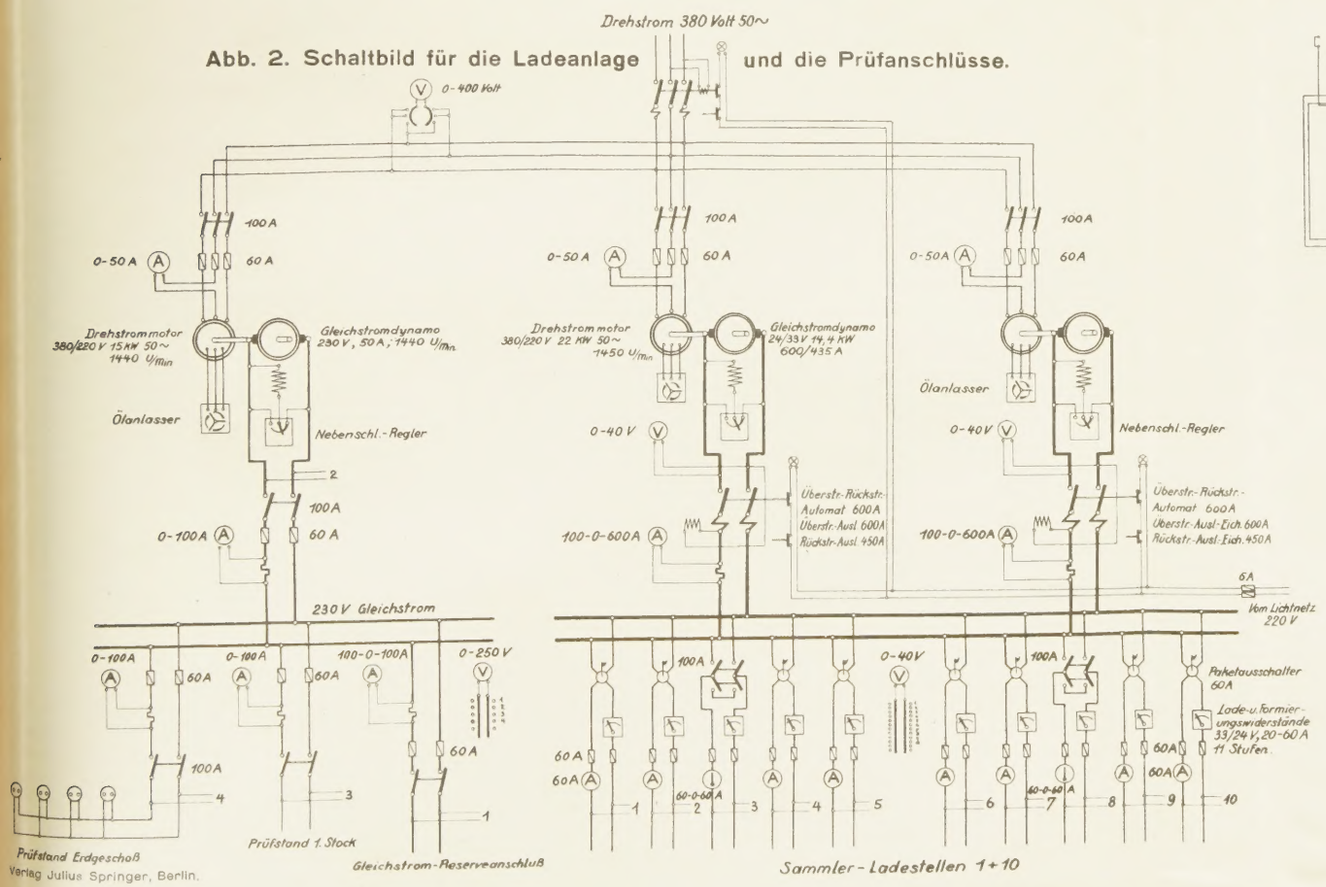
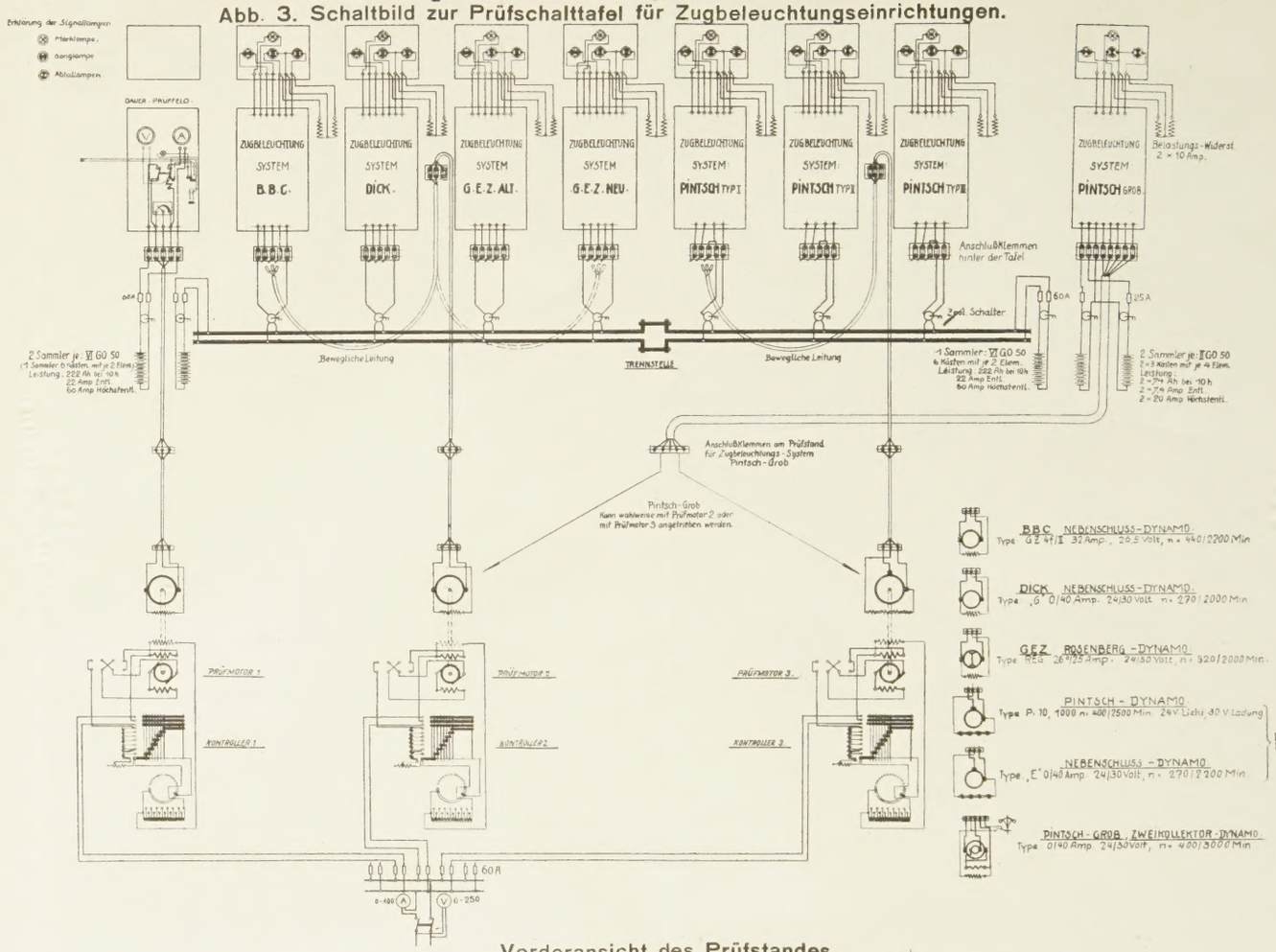
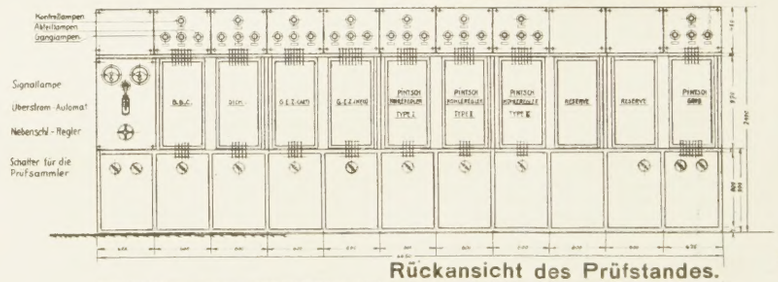


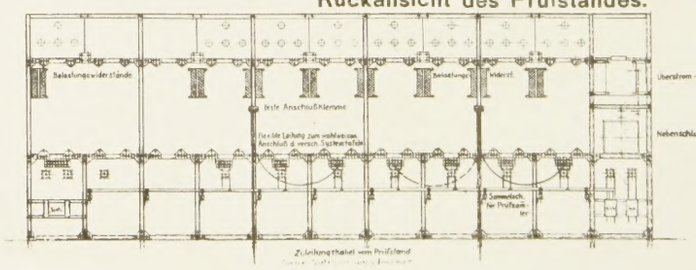

**Abb. 3. Schaltbild zur Prüfschalttafel für Zugbeleuchtungseinrichtungen.**

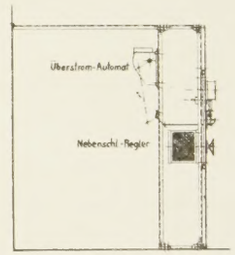



**Vorderansicht des Prüfstandes.**




**Rückansicht des Prüfstandes.**




**Schnitt durch die Prüffelder für die Zugbeleuchtungs-Schalttafeln.**

**Abb. 4**
**Prüfstanb für elektrische Zugbeleuchtungs-Schalttafeln.**

Verlag Julius Springer, Berlin.
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

ten an den elektrischen Zugbeleuchtungseinrichtungen
an. Unterhaltungsbezirke, die früher nur einige elektrisch
chtete Wagen zu unterhalten hatten, sahen sich plötzlich
Vielzahl solcher Wagen gegenüber. Sie waren gezwungen,
vorhandenen Lade- und Reparaturstellen, die meistens
behelfsmäßig waren, zu ergänzen oder durch neue leistungs-
ere zu ersetzen. Diese Maßnahmen genügten aber nur
die laufende Unterhaltung der Zugbeleuchtungsein-
ungen; für die Hauptuntersuchung dieser Einrichtungen
n sie unzulänglich. Es muß dabei berücksichtigt werden,
die elektrische Zugbeleuchtung ihrer Eigenart wegen ganz
nders sorgfältig unterhalten werden muß, wenn sie den
rderungen des Betriebes gewachsen sein soll. Dazu
nt, daß — als Folge der Entwicklung — zur Zeit noch
verschiedene Zugbeleuchtungssysteme in Verwendung
die alle einer mehr oder minder sorgfältigen Sonder-
ndlung bedürfen.

Unter solchen Umständen faßte die Gruppenverwaltung
rn im Jahr 1926 den Entschluß, dem Reichsbahnaus-
rungswerk „Neuaubing" eine besondere Zugbeleuchtungs-
stätte anzugliedern. Diese Werkstätte ist seit 1927 in
eb. Sie ermöglicht die Instandhaltung aller elektrisch
chteten Wagen des südlichen Bayern, außerdem die Be-
ng größerer Schäden an den elektrisch beleuchteten Wagen
bayerns. Gleichzeitig dient sie als Mutterwerkstätte für
Dienststellen, denen elektrisch beleuchtete Wagen zur
nden Unterhaltung zugeteilt sind. Auf diese Weise ist
lungen, die Arbeitsausführung sowie die Stoffbeschaffung
-verteilung für einen größeren Bezirk wirtschaftlich
nmenzufassen.

Die elektrisch beleuchteten Wagen des pfälzischen Netzes
Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, Gruppenverwaltung
rn werden vom Reichsbahn-Ausbesserungswerk Ludwigs-
, jene des nordbayerischen Netzes vom Reichsbahn-
esserungswerk Nürnberg unterhalten.

m nachstehenden soll die Einrichtung und der Arbeits-
der Zugbeleuchtungswerkstätte Neuaubing näher be-
ben werden.

Die Werkstätte wurde mangels eines anderen geeigneten
es im Obergeschoß der südlichen Wagenhalle, in dem
e organisatorischer Maßnahmen passende Räume frei-
en, untergebracht. Ihre Anlage ist aus Abb. 1, Taf. 20
tlich. Hiernach gliedert sich die Werkstätte in:

. einen Werkstattraum zur Instandsetzung der Maschinen und Regler (H) mit dazugehörigem Ersatzlager (F) und Austauschlager (G). Vorübergehend dienen diese Räume auch für die Instandsetzung der elektrischen Zugheizungseinrichtungen;
. einen Raum zur Prüfung der Maschinen und Regler (J und K);
. einen Maschinenraum (D);
. einen Werkstattraum zur Instandsetzung der Sammler (B) mit dazugehörigem Ersatzlager (E);
. einen Sammlerladeraum (C);
. einen Raum für den Werkmeister (L), ferner einen Aufenthalts- und Waschraum (M und N) für das Werkstattpersonal.

Die Verbindung zwischen der Wagenhalle und der Werk-
vermitteln ein elektrisch betriebener Lastenaufzug (A)
zwei Treppen. Der Förderweg — Wagenhalle, Aufzug,
stätte und zurück — ist zwar etwas hemmend für den
b, jedoch wird dieser Nachteil bis zu einem gewissen
wieder ausgeglichen durch die günstige Raumeinteilung
erkstätte, die es ermöglicht, die einzelnen Arbeiten auf
tem Wege in richtiger Reihenfolge auszuführen. Falls
eiterer Einführung der elektrischen Zugbeleuchtung die Werkstätte sich als zu klein erweist, ist geplant, die Sammlerwerkstatt in einen Erdgeschoßraum und zwar in nächster Nähe der Wagen-Eingangs- und Ausgangsgleise — allenfalls in Verbindung mit einer Reparatur- und Ladestation für Elektrokarren- und Triebwagensammler — unterzubringen und die dadurch frei werdenden Räume für die Instandsetzung der elektrischen Zugheizeinrichtungen zu benutzen. Die übrigen Werkstatträume könnten unverändert beibehalten werden.

Bevor auf die Einrichtung der einzelnen Werkstatträume eingegangen wird, sei in groben Umrissen der Arbeitsgang geschildert, wie er sich bei der Ausbesserung der elektrischen Beleuchtungsausrüstung eines D-Zugwagens als zweckmäßig herausgestellt hat:

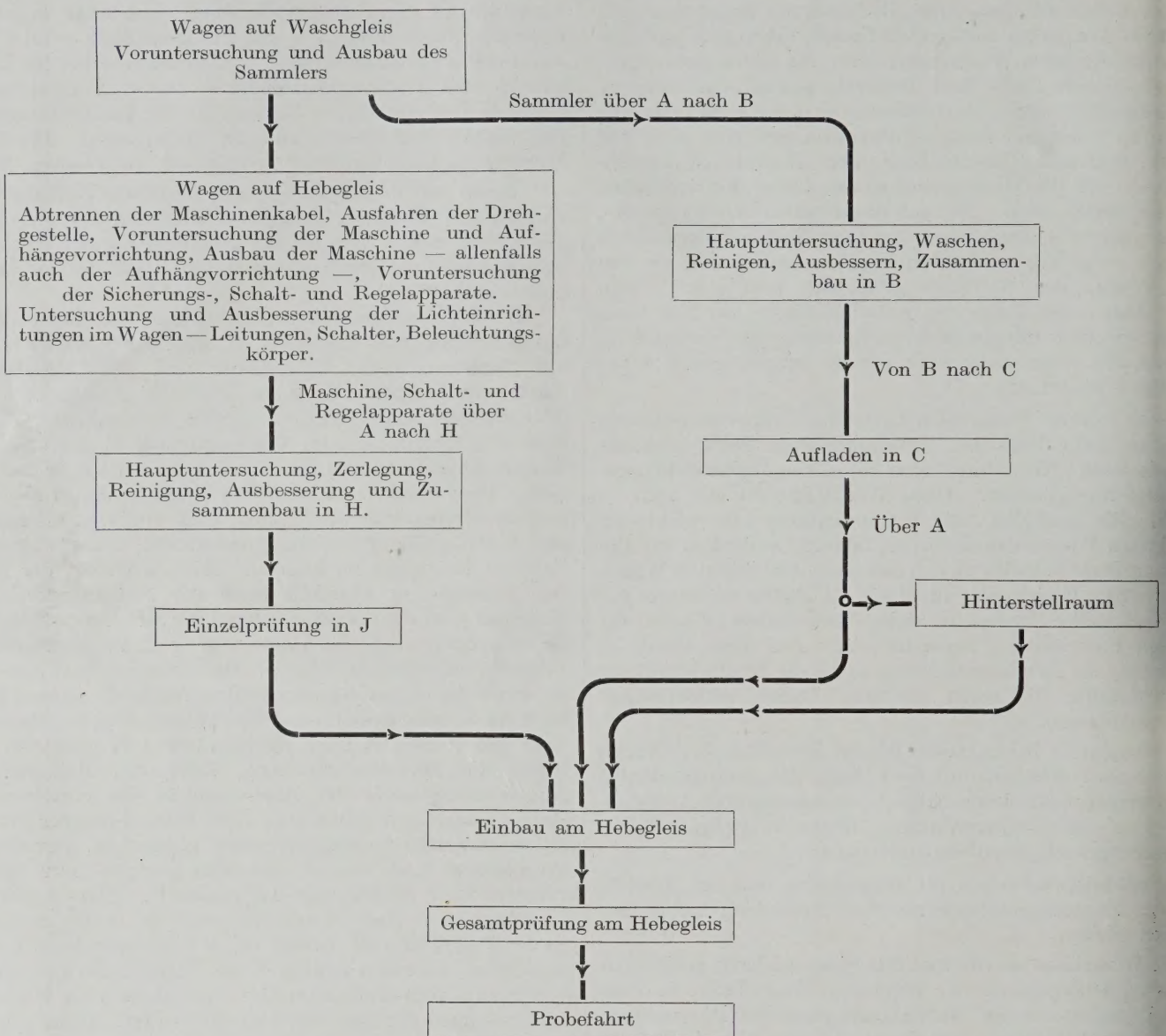
Sobald der zur Hauptuntersuchung bestimmte Wagen auf dem Waschgleis angelangt ist, wird der Sammler in bezug auf Schlammansatz, Säuredichte und Beschaffenheit der Kästen untersucht. Ergeben sich dabei Anstände, so wird der Sammler ausgebaut und mittels Ladebühnen-Hubwagen über den Aufzug A zum Werkstattraum B gebracht. Der Wagen (ohne Sammler) wandert inzwischen weiter zum Hebgleis. Dort werden, nachdem die Maschinenkabel abgetrennt und die Drehgestelle ausgefahren sind, zunächst die Maschine und die Aufhängevorrichtung untersucht, um etwaige grobe Schäden feststellen zu können. Hierauf erfolgt der Ausbau der Maschine — allenfalls auch der Aufhängevorrichtung. Nebenher geht die Voruntersuchung der Sicherungs-Schalt- und Regelapparate sowie die Untersuchung und Ausbesserung der Lichteinrichtungen im Wagen. Die Maschine, und soweit sich an den Schalt- und Regelapparaten Anstände ergeben haben, auch diese, werden dann auf Hubbühnen-Wagen geladen und über den Aufzug A zum Werkstattraum H gebracht. Hier findet die Hauptuntersuchung, Zerlegung, Reinigung und Ausbesserung sowie der Zusammenbau der einzelnen Teile statt. Inzwischen wurde im Raum B der Sammler gründlich untersucht, auseinandergenommen, gewaschen, gereinigt und ausgebessert und wieder zusammengebaut. Der Sammler wandert dann weiter zum Laderaum C. Die im Raum H ausgebesserten Ausrüstungsteile werden dann einzeln im Raum J geprüft und, sobald deren einwandfreie Arbeit festgestellt ist, über den Aufzug A zur Einbaustelle gebracht, wo inzwischen vom Laderaum C — allenfalls vom Hinterstellraum — auch der Sammler eingetroffen ist. Wenn alle Teile in den Wagen eingebaut sind, findet eine Gesamtprüfung mit Hilfe eines in die Arbeitsgrube eingebauten Prüfmotors statt, der die mit dem Sammler parallel arbeitende Zuglichtmaschine antreibt. Ergibt die Prüfung ein einwandfreies Arbeiten der Zuglichtausrüstung, so wird der Wagen in den Werkstätteprobezug eingestellt, um feststellen zu können, ob die Ausrüstung, insbesondere der Antrieb, auch während der Fahrt richtig arbeitet. Etwaige Nachstellungen am Regler werden gleich während der Probefahrt vorgenommen. Bei zufriedenstellendem Ergebnis dieser Probefahrt wird der Wagen wieder dem Betrieb zugeführt.

Zur Gewinnung eines besseren Überblickes ist auf Seite 368 der Arbeitsvorgang nochmals in Form eines Schaubildes dargestellt.

Sollte bei dem genannten Arbeitsgang die rechtzeitige Überholung der Ausrüstungsteile in Frage gestellt sein, so erübrigt nur, nach den Grundsätzen des Austauschbaues zu verfahren, also ausgebesserte Ausrüstungsteile sofort durch andere im Vorrat ausgebesserte Teile zu ersetzen.

Bei Wagen, die dem Werk nur zur Behebung eines bestimmten Schadens zugeführt werden, weicht der Arbeitsgang insofern von dem beschriebenen ab, als die Instandsetzung sowie die Gesamtprüfung gewöhnlich gleich am Standort des Wagens vorgenommen werden. Auch in diesem Falle wird zur Kontrolle noch eine Probefahrt vorgenommen.

Arbeitsgang der Ausbesserung eines elektrisch beleuchteten D-Zug-Wagens.




Über die Einrichtung der Werkstatträume und den Werkstattbetrieb ist folgendes zu sagen:

Die Raumeinteilung erfolgte nach dem Grundsatze: Richtige Arbeitsfolge und kurze Beförderungswege. Wird z. B. der Weg verfolgt, den ein Sammler bis zu seinem Wiedereinbau machen muß, so sehen wir diesen, auf einem Hebebühnen-Wagen verladen, ankommen mit dem Aufzug A. Von hier aus wandert er weiter zum Werkstattraum B, wird dort vorschriftsmäßig instandgesetzt, um hierauf in dem anschließenden Raum C die nötige Aufladung zu erhalten. Von diesem Raum aus wird der Sammler über den Aufzug A entweder gleich zur Einbaustelle oder in den Hinterstellraum gebracht. An den Werkstattraum B schließt gleich das Sammler-Ersatzlager an.

Für die Lichtmaschinen und Regler verläuft der Arbeitsweg so, daß diese Teile, auf Hebebühnen-Wagen verladen, über den Aufzug A dem Raum H zugeführt, dort untersucht und instandgesetzt und hierauf dem Raum J mit den Sammlerkammern K zur Prüfung zugeleitet werden. Von hier aus wandern sie wieder zur Einbaustelle. Die erforderlichen Ersatz- und Austauschlager F und G finden sich auch hier wieder in nächster Nähe des zugehörigen Werkstattraumes (H).

Die Aufsichts- sowie die Aufenthalts- und Waschräume befinden sich im mittleren Teil der Werkstatt.

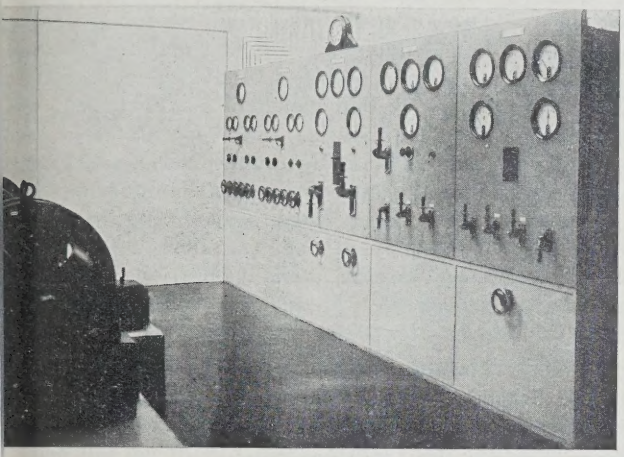
Im Raume D ist die erforderliche Stromerzeugungs- Ladeanlage untergebracht. Da im Reichsbahn-Ausbesserungswerk Neuaubing nur Drehstrom zur Verfügung stand, blieb nichts anderes übrig, als den zum Betrieb der Prüfstände sowie der Sammlerladestellen benötigten Gleichstrom auf umformendem Wege über eine Stromumformung zu gewinnen. Man wählte im vorliegenden Falle Motorgeneratoren, und zwar einen Umformersatz (Prüfumformer k) für eine Gleichstromleistung von 230 V 50 A bei n = 1440/Min. und zwei Umformersätze (Ladeumformer i) für eine Gleichstromleistung von je 24 V 600/435 A bei n = 1450/Min. Die schalttechnische Verbindung dieser Umformer mit den Prüfständen und Sammlerladestellen vermittelt eine Schalttafel (h). Über die Schaltung der gesamten Stromerzeugungs- und Ladeanlage gibt die Abb. 1 auf Taf. 20 eingehend Aufschluß. Der Aufbau des Maschinenraumes ist aus dem Grundrißplan der Werkstätte ersichtlich. Einen Blick auf die Schalttafel gibt Abb. 1. Neben dem Prüfumformer k wurde nachträglich noch ein kleiner Umformer für das Laden von Elektrokarrensammlern aufgestellt. Die Abb. 2 zeigt diese beiden Umformer mit der dazu gehörigen Schalttafel.

Bei der Wichtigkeit, welche der Instandhaltung der Sammler, Maschinen und Reglerapparate zukommt, seien nachstehend die Einrichtungen in den dafür bestimmten Werkstatträumen noch etwas eingehender besprochen we...

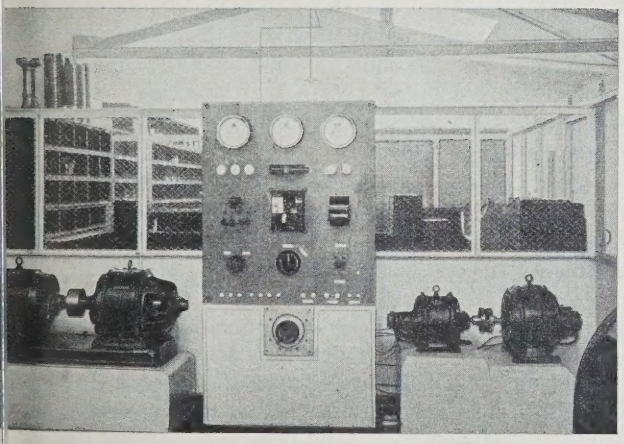
nlerwerkstatt mit Laderaum (Abb. 1, Taf. 20 und Textabb. 3 und 4).

ie Werkstatt ist ausgerüstet mit einem Spültisch (a) nit Werktischen (b) für den Ausbau und die Instand- g der Plattensätze und Kästen. Ferner enthält sie je Bottich für destilliertes Wasser (c) und Säure (d). An Vänden befinden sich säurefeste Waschbecken (e).

ie Ausrüstung des Laderaumes umfaßt zehn Lade- üsse, die als feste Schraubkontakte durchgebildet und ıfend numeriert sind. Die verwendeten Ladetische (g) o gebaut, daß sie ohne weiteres von einem Hubwagen ıommen werden können. Ein säurefestes Waschbecken (e)



. Abb. 1. Maschinenraum.



bb. 2. Prüfumformer (links) und Ladeumformer für Elektrokarren (rechts) mit Schalttafel. Blick auf das Ersatzlager für Sammler.

inige fahrbare Säureflaschen (f) vervollständigen die tung.

e Sammler werden nach ihrem Eintreffen in der Werk- ogleich gründlich untersucht, namentlich in bezug auf eschaffenheit der Kästen, Beschläge, Verbindungen und ıngen. Gleichzeitig wird die Höhe des Säurespiegels, mm über Plattenoberkante betragen soll, festgestellt e Säuredichte sämtlicher Zellen gemessen. Nach Ab- der Glasabdeckscheiben werden dann die Zwischen- der Platten mittels einer Reflektorlampe abgeleuchtet, festgestellt wird, ob die Platten die normale Färbung nkelbraun, — blaugrau) oder Abweichungen hiervon sei es als Folge von Unterladungen oder Verunreinigung ure, ferner ob nicht an den negativen Platten eine Schwammbildung infolge Dauerüberladung eingetreten ı Anschluß hieran wird dann die Höhe des Bodensatzes festgestellt. Hierzu dient ein dünner, gefugter Holzstreifen, der bis zum Kastenboden eingeführt und dann wieder herausgenommen wird. An der braunen Färbung seines unteren Endes wird festgestellt, wie hoch der Bodensatz liegt. Beträgt die Bodensatzhöhe mehr als 25 mm, so wird eine Auswaschung der Elemente am Spültisch vorgenommen, um zu verhüten, daß bis zur nächsten Wagenhauptuntersuchung eine Schlußbildung im Element durch Bodensatz entsteht. Diese Auswaschung findet auch statt, wenn neue Plattensätze eingesetzt werden müssen.

Abb. 3. Sammlerwerkstätte.

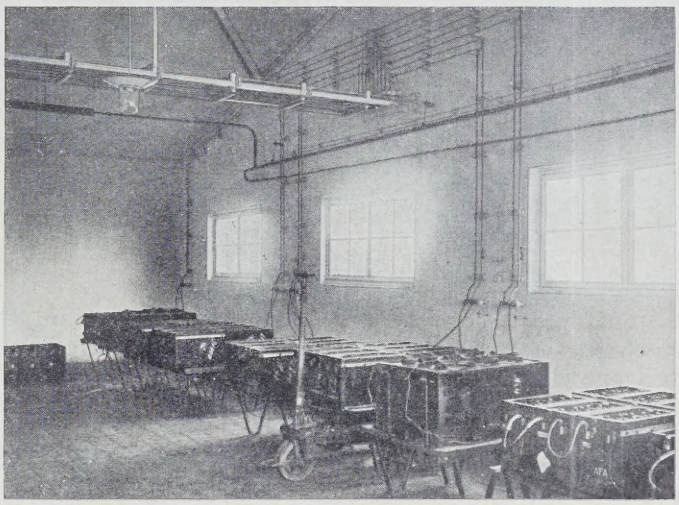


Abb. 4. Laderaum.

Ist eine Bodensatzentfernung oder eine Plattenerneuerung nicht erforderlich, so werden die Kästen, Beschläge, Leitungen, Verbindungen usw. sachgemäß gereinigt. Schließlich werden die Kästen mit säurefester Farbe nachgestrichen und die Leitungen und Verbindungen zur Verhütung von Oxydbildung mit dickflüssigem Öl leicht eingefettet. Die so behandelten Sammler gelangen dann in den Laderaum. Hier wird jeder Sammler zunächst mit der zulässigen Stromstärke bis zur lebhaften Gasentwicklung geladen. Dann wird die Stromstärke um die Hälfte herabgesetzt und die Ladung so lange fortgesetzt, bis beide Plattensorten gleichmäßig und lebhaft gasen und die Säuredichte und Stromstärke zwei Stunden nicht mehr steigen. Im geladenen Zustand des Sammlers muß das spezifische Gewicht der Säure 1,2 betragen. Andernfalls ist dieses entsprechend auszugleichen. Nach dieser Behandlung wird der Sammler zur Einbaustelle oder in den Hinterstellraum

gebracht. Sammler, die längere Zeit hinterstellt werden müssen, werden alle vier Wochen je nach Bedarf nachgeladen.

### Werkstattraum für die Instandsetzung der Maschinen und Regler sowie Prüfraum.

Während der Werkstattraum H nur einige Werkbänke (m) und eine Drehbank (n) enthält, umfaßt der Prüfraum J eine rostartig ausgebildete Maschinen-Aufspannplatte in den Ausmaßen 3,5 × 9 m, eine Motorschalttafel (o) zum Anschluß der Prüfmotoren (q in Abb. 1, Taf. 20) mit Anlaß- und Regelapparaten (p), ferner einen Prüfstand für die Zuglicht-Apparatetafeln (s) und die dazugehörigen Prüfsammler (K). Dazu kommt noch eine Kranbahn (t) mit Laufkatze über dem Maschinenprüffeld.

Bei der Instandsetzung der Lichtmaschinen muß dem Kollektor, den stromableitenden Teilen und den Lagern besondere Sorgfalt zugewendet werden, bei der Instandsetzung der Regler und Selbstschalter den Kontaktstellen und den Dämpfern. Die Kohlesäulen bei den Kohlereglern erfahren eine Sonderbehandlung.

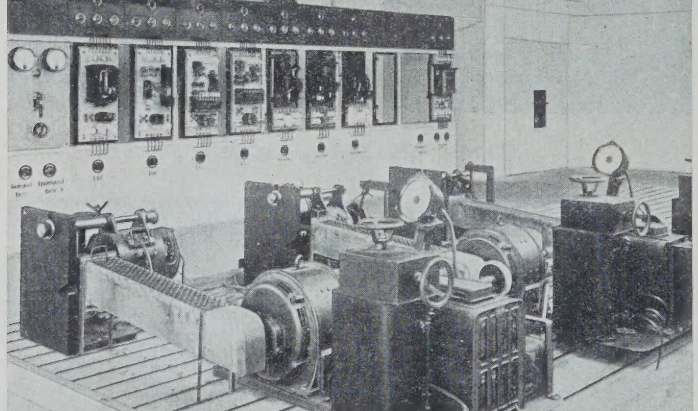


Abb. 5. Prüfraum.

Sind die Arbeiten alle durchgeführt, so wandern die Maschinen und die Regler in den Prüfraum. Ergibt die Prüfung keinen Anstand, so werden die genannten Ausrüstungsteile entweder gleich an die Einbaustelle oder in das Austauschlager gebracht.

Die Einrichtungen des Prüfraumes sind aus dem Grundrißplan der Werkstätte und aus Textabb. 5 sowie Abb. 3 und 4, Taf. 20 ersichtlich. Auf der rostartig ausgebildeten Maschinen-Aufspannplatte sind vorerst drei Prüfsätze, nämlich ein Satz für Dauerprüfungen von Lichtmaschinen und zwei Sätze für Einzelprüfungen von Lichtmaschinen im Zusammenhang mit den dazugehörigen Zuglicht-Apparatetafeln und Sammlern angeordnet. Jeder Maschinenprüfsatz besteht aus einem regelbaren Prüfmotor (q in Abb. 1, Taf. 20) mit Anlaß- und Regelapparat (p) und einer Aufspannvorrichtung für die zu prüfenden Lichtmaschinen (r). Erweiterungsmöglichkeit ist gegeben.

Die an die Motorschalttafel (o in Abb. 1, Taf. 20) mit 220 V angeschlossenen Prüfmotoren sind Gleichstrom-Nebenschlußmotoren für eine normale Drehzahl von n = 1000/Min, regelbar im Nebenschluß von n = 1000 bis 3000/Min und im Anker bis n = 250/Min. Sie leisten bei n = 1000 bis 3000/Min etwa 6 kW. Von n = 1000/Min abwärts vermindert sich die Leistung im gleichen Verhältnis mit der Drehzahl und beträgt bei n = 250/Min noch etwa 1,5 kW. Ihre Drehzahl wird durch einen am Anlassergerüst eingebauten Deuta-Geschwindigkeitsmesser festgestellt, der über ein Vorgelege von einer a Prüfmotorwelle (Kollektorseite) sitzenden 80 mm-Scheib getrieben wird und einen Meßbereich von 3500—0—35( sitzt. Die Regulieranlasser sind in Kontrollerform geba Anlauf der Prüfmotoren mit normalem Drehmoment für Regulierung im Nebenschluß und im Anker in den genannten Grenzen. Sie besitzen einen aufgebauten r der Nullstellung zu betätigenden Umschalter für Rechts Linkslauf der Motoren. Der Durchmesser der Prüfr Riemenscheibe beträgt 125 mm. Die zu prüfende maschine wird mittels Riemen angetrieben.

Die Prüfschalttafel (Abb. 3 und 4, Taf. 20) besteh elf Feldern; darunter sind zwei Reservefelder für Sc prüfungen. Das äußerste linke Feld ist für Dauerprüf bestimmt. Die folgenden sieben Felder und das äußerste Feld enthalten die Apparatetafeln für die verschiedenen Zug systeme, und zwar in den gleichen Ausführungen, wie den Wagen eingebaut sind. Die Apparatetafeln könn nach Bedarf auf einen Prüfsammler, der als Ersatz fü normalerweise im Wagen befindlichen Sammler anzusehe geschaltet werden. Die Wagenbeleuchtung ist durch hinter dem betreffenden Schalttafelfeld angebrachter lastungswiderstand ersetzt. Falls im Betrieb ein Beleucht system ganz ausscheidet, kann das betreffende Schaltta leicht für das Ersatzsystem abgeändert werden.

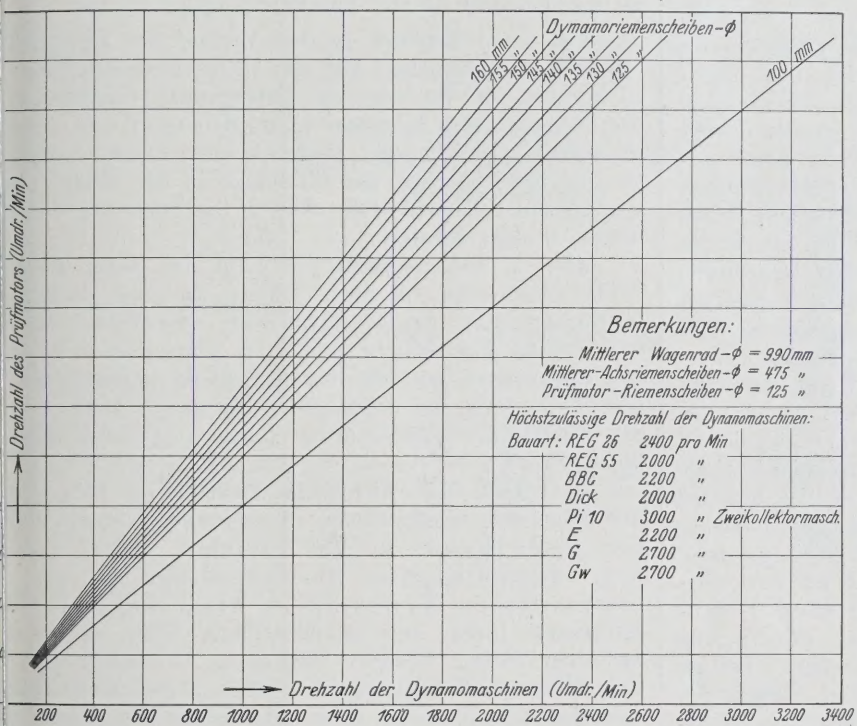
Von den Maschinensätzen arbeitet der Satz 1 ausschli auf das Dauerprüffeld, während die beiden übrigen Sä nach Bedarf auf die Systemtafeln geschaltet werden kö Die Verbindung der Lichtmaschinenleitungen mit den Sy tafeln erfolgt durch ein biegsames Prüfkabel mit unverwe baren Steckkontaktklemmen. In der Regel wird imme eine Maschine über die zugehörige Systemtafel geprüft besteht jedoch auch die Möglichkeit, gleichzeitig zwei Masc zu prüfen. Es braucht in diesem Falle nur der Sa schienen-Trennschalter geöffnet zu werden. Die Prüfs tafel wird dann in zwei schalttechnisch voneinander hängige Teile zerlegt.

Die Art und Weise, wie die Prüfanlage benützt läßt sich am besten an Hand eines Beispieles erklären. genommen, es sei eine BBC-Lichtmaschine mit dem gehörigen Regler zu prüfen. Die Maschine leistet 26,5 V/32 n = 440/2200/Min und besitzt einen Riemenscheiben messer von 140 mm. Es sind dann zunächst folgende Ar auszuführen: Einhängen der Lichtmaschine in die Aufs vorrichtung des Prüfstandes 2, Auflegen des Antriebrie Herstellen der Kabelverbindungen zwischen den Masch klemmen und den Prüfstandklemmen, Einbau des Regl das mit BBC bezeichnete Schalttafelfeld, Anschluß des S tafel-Prüfkabels an die Klemmen der BBC-Systemtafe schalten des Prüfsammlers auf die Sammelschiene und diese auf die BBC-Systemtafel und als letztes Ansch eines fahrbaren Meßtisches an die Systemtafel-Meßklem Der Prüfvorgang spielt sich dann weiterhin wie folgt a

Der Prüfmotor 2 wird langsam auf eine Drehzah etwa 700/Min gebracht. Dabei wird beobachtet, o Maschine funkenfrei läuft und der selbsttätige Schalte die zu prüfende Lichtmaschine parallel zum Prüfsammle rechtzeitig, d. h. in unserem Falle bei etwa 25 bis 26 V schaltet. Ist dies der Fall, so wird die Drehzahl des motors so lange erhöht, bis sie einer Zuggeschwindigkei etwa 60 km/h gleichkommt. Die Feststellung der Drehz erfolgt dabei unter Zuhilfenahme einer Schaulinientafel Abb. 6, in welcher die Abhängigkeit der Lichtmasch Drehzahl von der Prüfmotor-Drehzahl bei verschie Riemenscheibendurchmessern sowie die Beziehungen zwi Prüfmotor-Drehzahl und Zuggeschwindigkeit dargestellt

t aus dieser Schaulinientafel z. B. ersichtlich, daß der genannten Prüfmotor-Drehzahl von 700/Min eine Zugwindigkeit von 34,5 km/h bzw. eine Lichtmaschinenzahl von 630/Min gleichkommt, und zwar bei einem nraddurchmesser = 990 mm, Achsriemenscheibendurchr = 475 mm, Prüfmotor = Riemenscheibendurchmesser 5 mm und einem Dynamo-Riemenscheibendurchmesser = m.

Der Lauf der Lichtmaschine und die Arbeit der Regelate werden unterdessen weiter beobachtet, und zwar in - und Nachtschaltung. Die Regelapparate müssen gleich dem Zuschalten des Maschinenselbstschalters zu arbeiten nen. Die Beobachtungen werden so lange fortgesetzt, r Spannungsbegrenzer anspricht. Allenfallsige Unregelkeiten im Arbeiten der Schalt- und Regelapparate werden Einstellen der auf der Apparatetafel sitzenden Abwiderstände behoben. Zeigt sich dann, daß die Apparate




b. 6. Schaulinientafel zur Feststellung der Lichtmaschinen-Drehzahlen.

dfrei arbeiten, so wird die Lichtmaschine unter Beobg ihres Laufes auf eine Drehzahl = 100 km/h Zugindigkeit gebracht. Verlaufen auch dabei die Proben dslos, so wird die Drehzahl des Prüfmotors langsam gert, damit auch beim Abnehmen der Drehzahl der naschine, d. h. bei abnehmender Zuggeschwindigkeit, die sweise der Regelapparate und das Zusammenarbeiten en Lichtmaschine und Sammler beobachtet und bet werden können. Besonders wichtig ist dabei die llung, ob der Maschinenselbstschalter rechtzeitig ast, d. i. in unserem Falle bei etwa 25 bis 26 V. Anend hieran muß dann noch geprüft werden, ob die nverstellvorrichtung der Lichtmaschine einwandfrei t, insbesondere, ob ihr Bürstenhalter bei Drehrichtungsl der Maschine sofort die richtige Lage auf dem Kol einnimmt.

nd die Proben abgeschlossen, so werden die Maschinen egelapparate entweder unmittelbar an die Einbaustelle n das Austauschlager gebracht.

Zu erwähnen wäre noch, daß die Werkstätte auch für Unterrichtszwecke benützt wird. Da in dem Prüfraum alle Zugbeleuchtungssysteme betriebsmäßig vorgeführt werden können, besteht die Möglichkeit, das beteiligte Personal kursmäßig mit den Einrichtungen der Zugbeleuchtung vertraut zu machen und mit ihm jene Erfahrungen zu besprechen, die der Betrieb und die Werkstätte sammeln konnten. Ein solcher Gedankenaustausch trägt am besten dazu bei, Mängel aufzudecken.

Im Zusammenhang damit möchte ich noch erwähnen, daß die Gruppenverwaltung Bayern von allem Anfang an darauf bedacht war, die Zugbeleuchtungseinrichtungen so durchzubilden und einzubauen, daß ihre Beaufsichtigung und Instandhaltung möglichst wenig Schwierigkeiten verursacht. Dies tritt besonders bei der Apparatetafel hervor. Sie ist in leicht erreichbarer Höhe eingebaut, außerdem sind an ihr alle Teile von der Vorder- und Rückseite zugänglich. Das sind

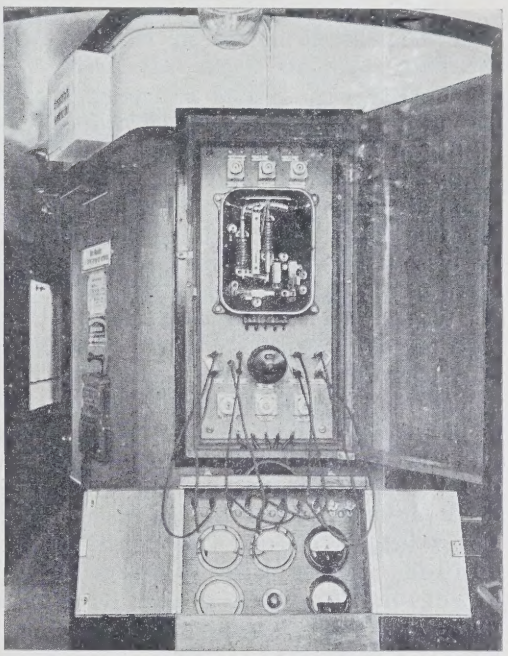


Abb. 7. Zugbeleuchtungs-Apparatetafel im D-Zugwagen mit Meßkoffer.

Vorteile, die sich besonders bei der Behebung kleiner Mängel zeigen, namentlich, wenn hierfür nur eine geringe Zeit verfügbar ist. Es ist dadurch schon manche Wagenausstellung vermieden worden. Erleichtert wird die Überwachung der Beleuchtungsausrüstung auch noch durch die Einführung eines tragbaren Meßkoffers, der mit Hilfe von Steckanschlüssen so mit den Meßklemmen der Apparatetafel verbunden wird, daß die Arbeitsweise der Maschine, des Sammlers und der Regelapparate ohne Unterbrechung des Lichtbetriebes während der Fahrt beobachtet werden kann. Die Anwendung dieses Meßkoffers ist aus der Abb. 7 ersichtlich, welche den Einbau einer BBC-Apparatetafel darstellt.

Zum Schluß möchte ich noch jene Firmen nennen, die hauptsächlich an den Einrichtungen der Zugbeleuchtungswerkstätte beteiligt waren. Es sind dies für den elektrotechnischen Teil die Firma Bayer. Bergmannwerke G. m. b. H., München und für den säuretechnischen Teil der Sammlerwerkstatt die Firma Akkumulatorenfabrik A. G. Berlin, Ingenieurabteilung München.

# Neues mechanisches Verfahren der Gleisüberwachung.

Von Reichsbahnrat **Heinrich Beck**, Bad Münster a. Stein.

Hierzu Tafel 21.

Um den Zustand des Gleises in fortlaufender Weise im Betriebe zu überwachen, hat Verfasser eine einfache Vorrichtung entworfen, die auf jeder beliebigen Lokomotive mit Schlepptender angebracht werden kann. Bevor an die nähere Beschreibung gegangen wird, müssen, um die Zuverlässigkeit und Zulässigkeit des Verfahrens zu zeigen und zu begründen, einige Ausführungen über das dynamische Verhalten der Fahrzeuge während der Fahrt gemacht werden.

Wenn man durch das Stirnwandfenster eines D-Zugwagens das Spiel der Puffer oder auf der Lokomotive die Bewegungen des Tenders zur Lokomotive beobachtet, so wird man wohl immer anzunehmen geneigt sein, dass hier vollständig unentwirrbare Bewegungsvorgänge vorliegen. Das ist jedoch nach den Ursachen, die sie erzeugen, nicht der Fall.

Da ein vollkommen gleichmäßiges Stopfen eines Gleises weder maschinell noch von Hand möglich ist, tritt unter der Last stets eine mehr oder weniger große Verwindung der Fahrbahn ein. Das Fahrzeug läuft der jeweils tiefer liegenden Schiene zu, bewegt sich also in einer unregelmäßigen langgestreckten Wellenlinie, einer Langwelle, vorwärts. Weit ausschlaggebender wird der Fahrzeuglauf durch die in den Kurven auftretenden, horizontal auf den Spurkranz der führenden Achse wirkenden Richtkräfte beeinflußt. Da diese Kräfte auf die Hauptmasse des Fahrzeuges elastisch übertragen werden, spricht diese, d. h. der abgefederte Teil des Wagens oder der Lokomotive mit einer gewissen Verzögerung darauf an. Bei dem darauffolgenden Ausschwingen wird der Führungsdruck für eine gewisse Zeit mehr oder weniger aufgehoben. Auch unter den günstigsten Verhältnissen, wenn Fliehkraft und Schwerkraftkomponente im Gleichgewicht sind und die Kurve selbst vollkommen genau verlegt ist, bewirkt das Vorhandensein der Federung eine periodische Änderung der Richtkraft, so daß auch in einer guten Kurve ein gewisser Langwellenlauf eintritt. Bei schlechten Kurven, besonders bei eckigen Bögen und großer Spurerweiterung, wirken die Richtkräfte stoßartig und verursachen hierdurch besonders geartete, heftige Schlingerbewegungen. Nicht unbeachtet darf dabei der Umstand bleiben, daß bei solchen Vieleckbögen die Richtkräfte mit einer gewissen Regelmäßigkeit, hauptsächlich an den Stößen, auftreten, so daß bei einer gewissen Geschwindigkeit die Perioden der Anstöße mit denen der Eigenschwingungen der Fahrzeuge zur Deckung kommen und bedenkliche Schwingungsverstärkungen auftreten können.

Weniger von Bedeutung, besonders vom Standpunkte der Betriebssicherheit aus betrachtet, sind die lotrechten Bewegungen, die die Fahrzeuge entsprechend der senkrechten Nachgiebigkeit der Gleise ausführen und die ebenfalls besonders an den Schienenstößen in Erscheinung treten. Da die Tragfederdurchbiegung in der Hauptsache abhängig von der Schienendurchbiegung ist, kann die lotrechte Bewegung der Fahrzeuge als ein verstärktes Spiegelbild der Höhenlage des belasteten Gleises angesehen werden.

Überschätzt wird vielfach die Wirkung der Kolbenkräfte und die der nicht ausgeglichenen Massen auf den Fahrzeuglauf. Wie später noch gezeigt werden wird, verursachen diese Kräfte eine klar in Erscheinung tretende, nach Größe und Periode unveränderliche, unbedeutende Kurzwelle.

Die Frage, ob Fahrzeuge in ihrem Lauf auch von den Nachbarfahrzeugen beeinflußt werden, muß naturgemäß bejaht werden. Ruhige Langwellen werden zweifellos durch die Pufferreibung in gewissem Maße übertragen, was schon dadurch erwiesen ist, daß durch kräftigeres Kuppeln ein ruhigerer Wagenlauf erzielt wird. Die in gegenwärtige Betrach besonders einschlägigen heftigen Schlingerbewegungen w jedoch in ungleich geringerem Maße übertragen, da bei die Pufferreibungsarbeit mehr in unwirksame Stoß übergeht.

Die weitere Frage, ob die den Fahrzeugen jeweils er Bewegung längere Zeit nachschwingt, muß verneint we Wie die Beobachtung zeigt und wie durch Versuche leicht nachzuweisen ist, kommen die Massen durch die und Schwerkraft und durch die Dämpfungsarbeit der F nach jedem Anstoß fast unmittelbar wieder zur Ruhe. die Zug- und auf die Fliehkraft braucht im Rahmen Betrachtungen nicht besonders eingegangen zu werde sie nur beruhigend auf den Fahrzeuglauf wirken.

Um einen Einblick in den Verlauf der Bewegunge erhalten und Schlüsse auf die Entstehungsursachen z zu können, hat Verfasser die Bewegungen unmittelbar das Fahrzeug also in einer unanfechtbaren Weise, fortla in einem ausreichenden Maßstab aufzeichnen lassen, sie zur Erleichterung des Einblicks in die senkrechten wagrechten Komponenten, also in die Richtung der H kräfte, zerlegt wurden.

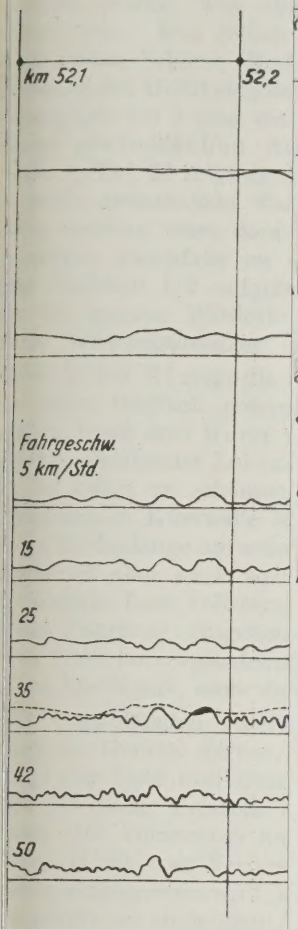
Abb. 1, Taf. 21 stellt den Lauf der ersten Achse T 14¹-Lokomotive zu einer Schiene dar und zwar bei schwindigkeiten von 5—50 km/Std. Gemessen wurde der rechten Fahrschiene aus. Da man auch das Anl des Spurkranzes an der linken Schiene kennen lernen wurde die Spur bei ruhendem Gleis genau gemessen u die Zeichnung übernommen (vergl. die Achslauflinie 35 km/Std.).

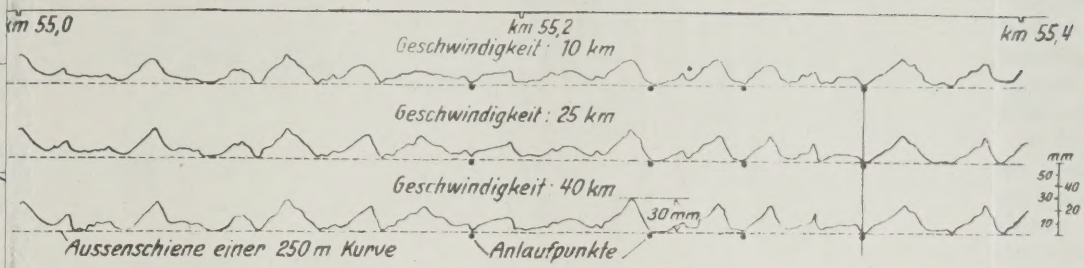
Die erste und wichtigste Feststellung beim Verg der einzelnen Achslauflinien untereinander ist die, daß bei jeder Fahrt in der gleichen Form trotz sehr verschiedenen Geschwindigkeiten mit e erstaunlichen Genauigkeit wiederkehren. Die laufpunkte finden sich an denselben Stellen wieder un zwischen diesen Punkten liegenden Ausschläge haben charakteristische Form ziemlich genau beibehalten. Beach wert ist besonders der Umstand, daß die Erhöhung de schwindigkeit keine Vergrößerung der Schwingungsw also kein Hinausschieben der Anlaufpunkte zur Folge (vergl. auch Abb. 2 und 3, Taf. 21). Über den Einflu Geschwindigkeit auf die Schwingungshöhe, die Größe Ausschlages, wird noch weiter unten gesprochen.

Aus diesen Feststellungen folgt deutlich, daß der Fahr lauf innerhalb des Spurkranzspiels in vollständig bestim Weise erfolgt und daß es sich bei den besprochenen wellen nicht um periodische Schwingungen handelt, wie fach angenommen wird. Diese Schwingungen sind viel die Auswirkung der örtlich auftretenden Kräfte sofort derartige Größen annehmen, daß ihnen das Fah unverzüglich folgen muß. Das Zurückschwingen de gefederten Massen kann deshalb auch den Lauf des zeuges praktisch nicht mehr beeinflussen. — Ein Ver oszillogramm führt zu denselben Feststellungen und F rungen.

In Abb. 1 ist die Übereinstimmung des Achslauf sonders auffallend in der dargestellten Rechtskurve. verkennbar ist hier die Wirkung der Kurvenführung, Mängel auch aus der Verschiedenheit der Spur zu er sind. Daß einzelne bei der 5 km-Linie vorhandene Aussc bei den höheren Geschwindigkeiten verschwinden, ist h sächlich der Fliehkraft zuzuschreiben. Besonders hingew

Abb. 1. Lauf der e




bb. 2. Horizontalbewegung einer vorderen Fahrzeugecke zur Schiene.

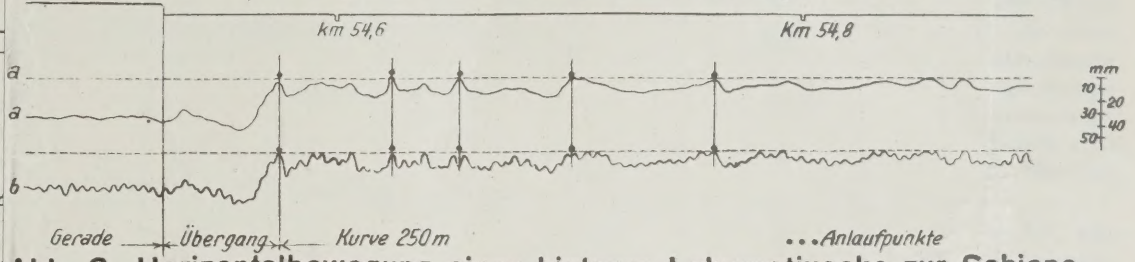
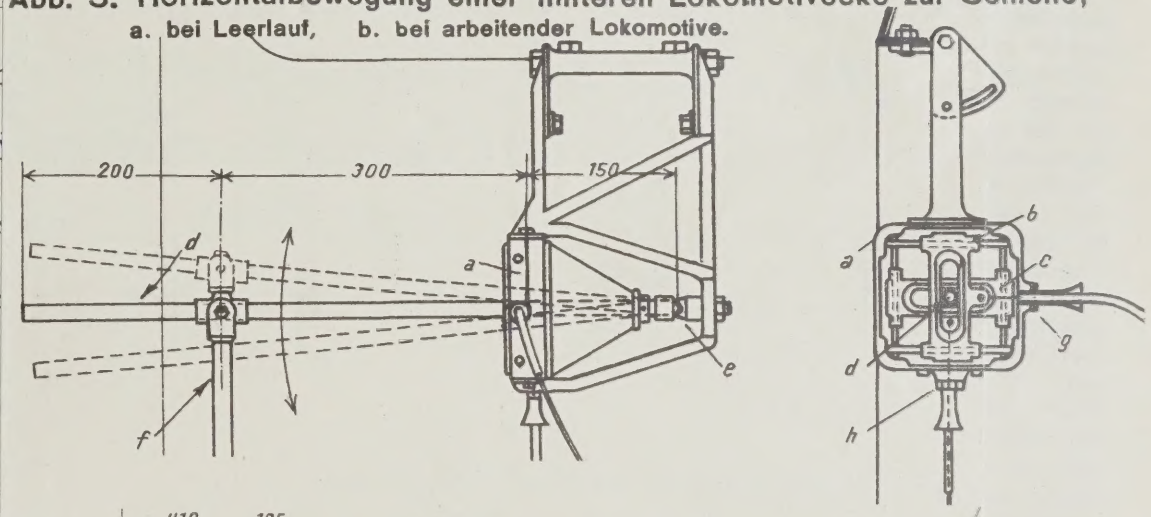



**Abb. 3. Horizontalbewegung einer hinteren Lokomotivecke zur Schiene,**
**a. bei Leerlauf, b. bei arbeitender Lokomotive.**



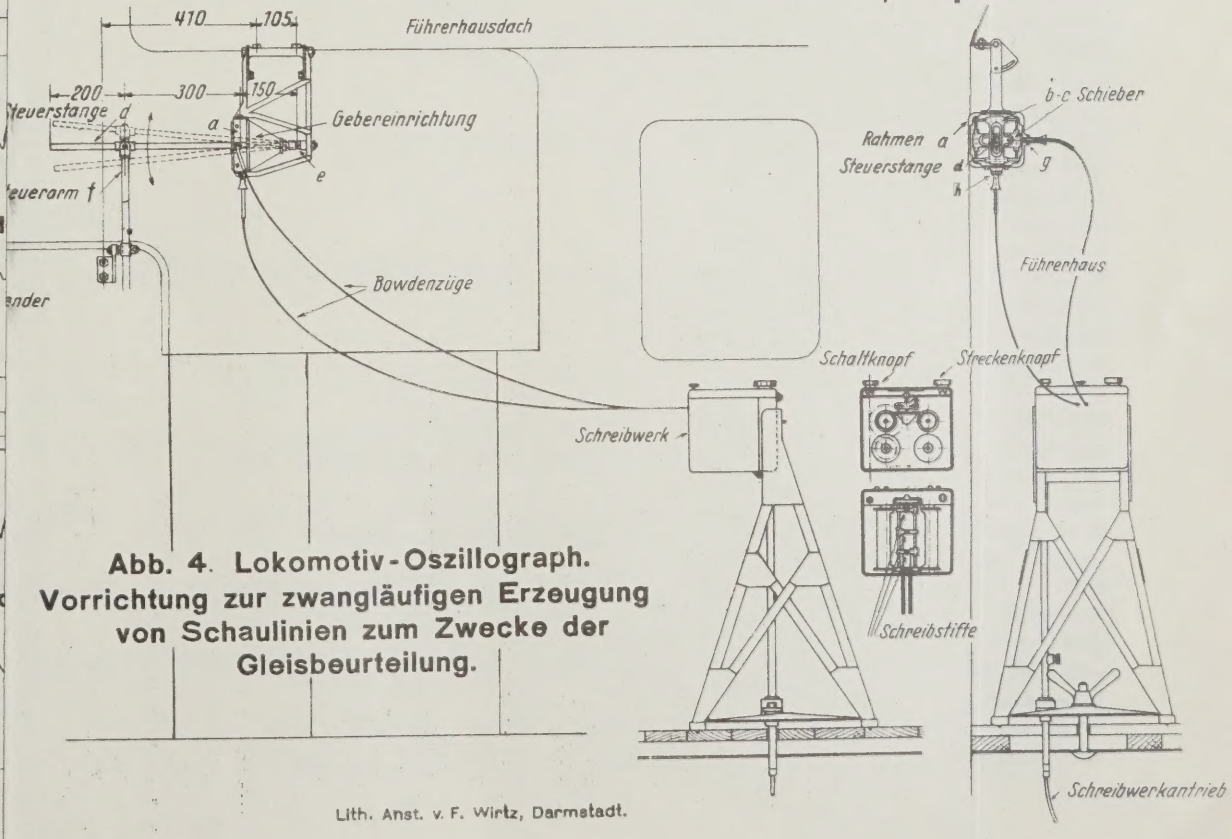
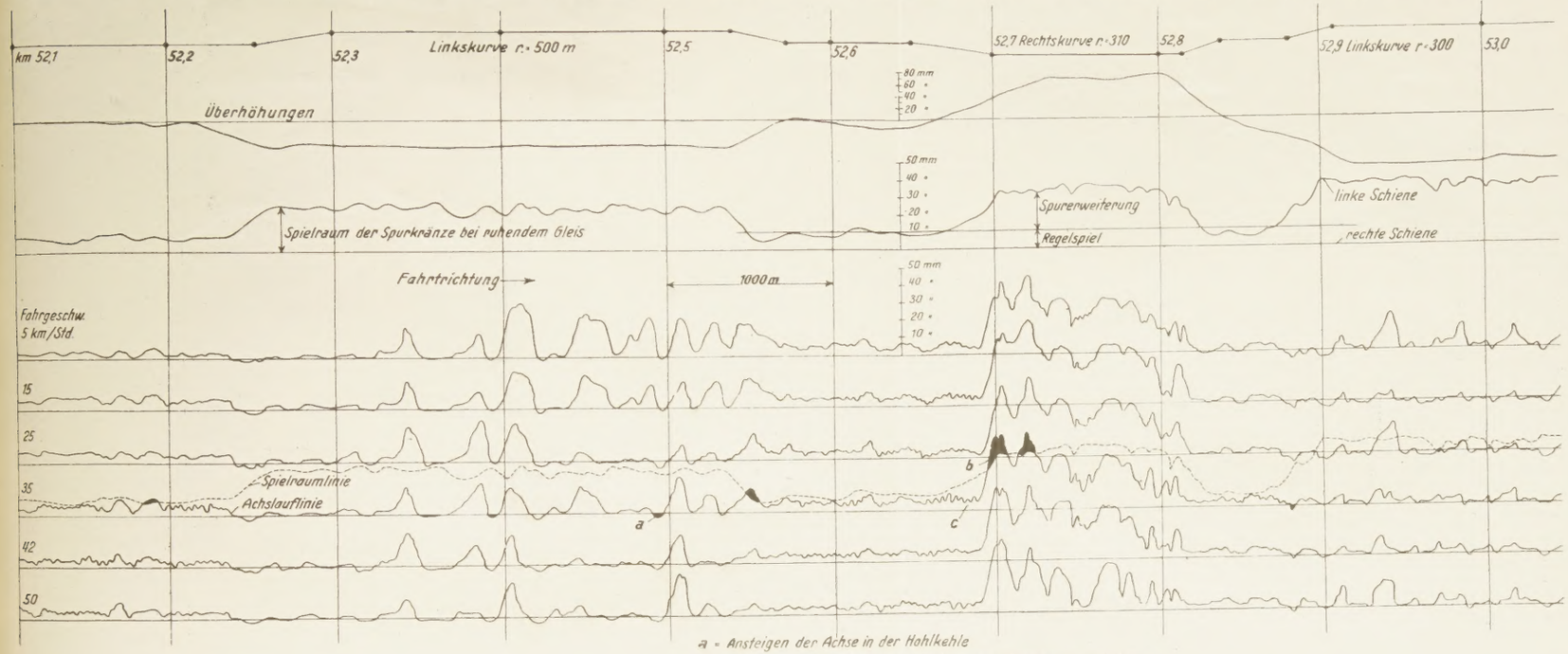




**Abb. 4. Lokomotiv-Oszillograph. Vorrichtung zur zwangläufigen Erzeugung von Schaulinien zum Zwecke der Gleisbeurteilung.**

Verlag Julius Springer, Berlin.
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

## Zum Aufsatz: Neues mechanisches Verfahren der Gleisüberwachung.

**Abb. 1. Lauf der ersten Achse einer 2 C 2 Tenderlokomotive bei verschiedenen Geschwindigkeiten, gemessen zur rechten Schiene.**




a = Ansteigen der Achse in der Hohlkehle
b = seitliche Nachgiebigkeit des Gleises plus Ansteigen der Achse
c = rhythmische Schwingungen durch die Kolbenkräfte

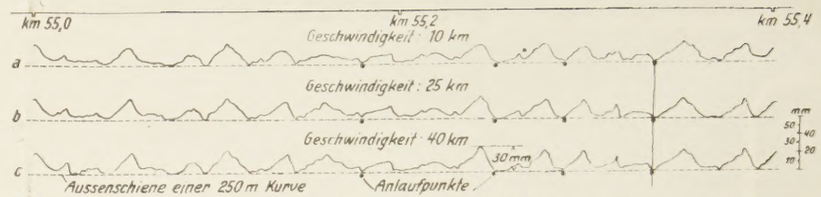



**Abb. 2. Horizontalbewegung einer vorderen Fahrzeugecke zur Schiene.**

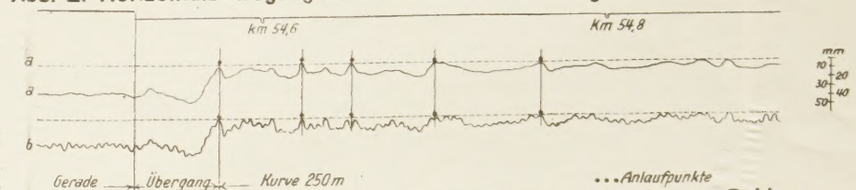



**Abb. 3. Horizontalbewegung einer hinteren Lokomotivecke zur Schiene,**
**a. bei Leerlauf, b. bei arbeitender Lokomotive.**

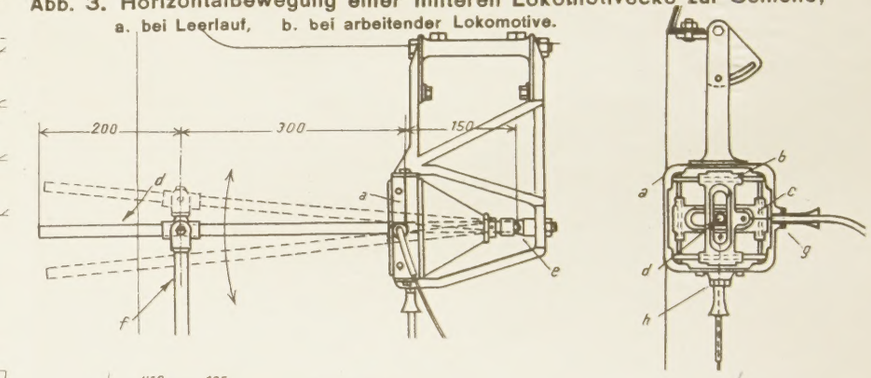
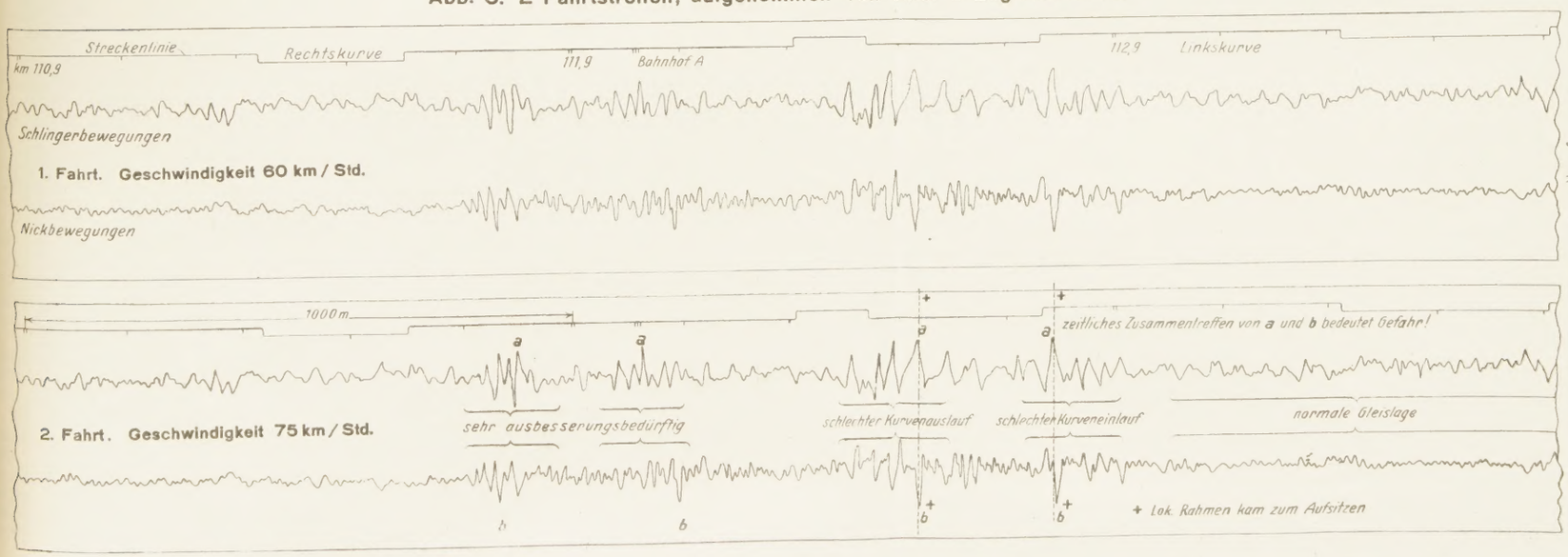



**Abb. 5. 2 Fahrtstreifen, aufgenommen von einer D Zuglokomotive.**



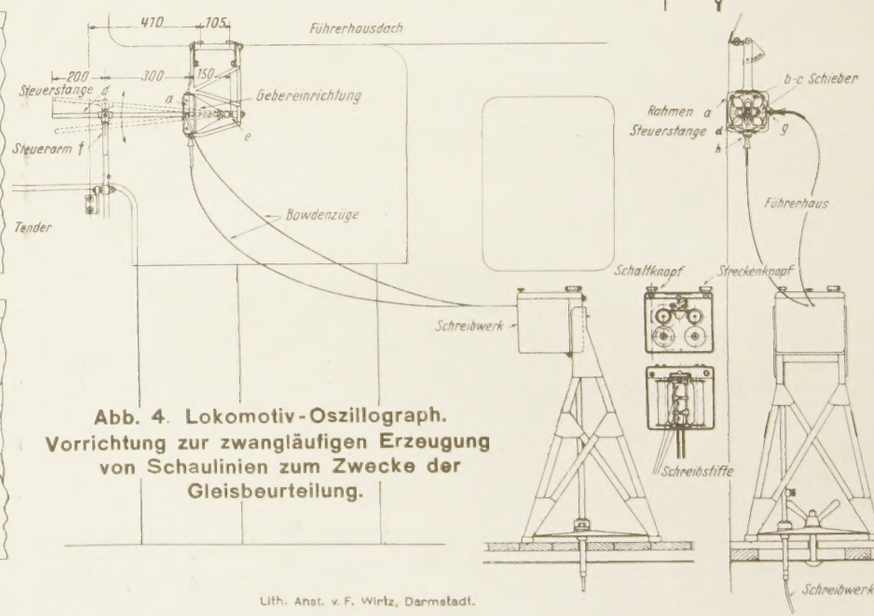




**Abb. 4. Lokomotiv-Oszillograph. Vorrichtung zur zwangläufigen Erzeugung von Schaulinien zum Zwecke der Gleisbeurteilung.**

Verlag Julius Springer, Berlin.
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

uf die mit b bezeichnete Stelle, die zeigt, daß dort die ende Schiene durch das heftig anlaufende Fahrzeug drückt wurde, was auch an der Schienenbefestigung nbar war. Das geringe Überschießen der Achslauflinie die rechte Schiene (Meßkante) bei a stellt das Auflaufen Achse in der Hohlkehle dar. Die kurzen und gleichmäßigen ingungen bei c sind die durch die Kolbenkräfte hervor-enen periodischen Schlingerbewegungen.

Abb. 2, Taf. 21 zeigt die Horizontalbewegung der vorderen eines dreiachsigen Fahrzeugs, also nicht eines Achs-tes, sondern eines dem Federspiel unterworfenen Fahr-punktes, gleichfalls zu einer Schiene gemessen, jedoch im Maßstab 1:2 aufgetragen. Auch hier erkennt man er die genaue Wiederholung im Ablauf der Bewegung die Wirkungslosigkeit der Geschwindigkeitssteigerung.

Abb. 3, Taf. 21 zeigt die Horizontalbewegung des hinteren s einer fünffach gekuppelten Güterzuglokomotive bei Fahrt durch eine Kurve und zwar a: bei Leerlauf und b: räftig arbeitender Lokomotive. Die Wirkung der Kolben-e ist sofort zu erkennen, denn sie kann nur die bei b kommende Kurzwelle sein, die im Verlauf konstant ist eine Wellenlänge aufweist, die gleich dem Radumfang ist. erkennt aber auch weiterhin, daß der eigentliche vom bedingte Lauf vollständig gleich geblieben ist, daß also vom Fahrzeug ausgehende Kurzwelle die Entwicklung om Gleis hervorgerufenen Langwelle nicht stört, sondern nur überlagert, ohne dabei den Verlauf zu verschleiern.

Die vorstehenden Ausführungen dürften in ihrer Ge-heit zur Genüge dartun, daß zwischen Fahrzeuglauf und lage eine feste und klare Abhängigkeit besteht und daß ich auf dieser Tatsache aufbauendes Gleisüberwachungs-hren sich keineswegs auf unsichere Verhältnisse stützt. Ehe auf das vom Verfasser herausgebrachte mechanische hren eingegangen wird, seien noch einige Worte über die n solches zu stellenden Anforderungen gesagt. Verlangt Aufzeichnung der Gleisfehler nach Ort, Art und Größe. rste Forderung ist, wie die spätere Beschreibung zeigen leicht und einwandfrei zu erfüllen. Zur Darstellung rt genügt eine synchrone Aufzeichnung der senkrechten wagrechten Ausschläge der Fahrzeuge, die man un-r deuten kann, da man die verschiedenen Ursachen Ausschläge kennt. Bei der dritten Forderung muß erst Frage aufgeworfen werden, ob man überhaupt einen sfehler" exakt, das heißt mit einem bestimmten Maßstab n kann. Diese Frage kann nur dann bejaht werden, man eine feste Grundlage vorsieht, wenn man also mit bekannten und gleichbleibenden Geschwindigkeit und arbeitet und wenn es gelingt, eine unanfechtbare Be-nie zu finden. Mit einer einfachen und billigen Vor-ung für den jederzeitigen Gebrauch kann man daher etzteren Forderung nicht gerecht werden. Verfasser t jedoch, und das wird ihm allenthalben bestätigt, daß r die Praxis vollkommen genügt und vielleicht noch oller ist, wenn man nicht den Fehler selbst, ern seine Auswirkung zeigt, schon deshalb, weil uswirkung ein weit besseres Maß für die Beurteilung Fehlers nach seiner betrieblichen Bedeutung ist, als das e Maß. Man erfaßt auf diese Weise auch Fehler, die n gemessen und betrachtet, vollkommen belanglos sind, ihrer Gesamtwirkung jedoch Bedeutung haben können. Will man den Fahrzeuglauf zum Zwecke der Gleis-achung aufzeichnen, so denkt man wohl immer zuerst , den Lauf der Achse zur Schiene aufzuzeichnen, so ies in Abb. 1 geschehen ist. Dies hat jedoch, ganz ab-en von den konstruktiven und betrieblichen Schwierig-den Nachteil, daß die Größe der Ausschläge nur solange aß für die Ursache angesehen werden kann, als der Aus-schlag innerhalb des Achsenspiels im Gleis verbleibt. Heftigere Ausschläge werden durch die Spur begrenzt und gestatten, da sie auf gleicher Höhe gehalten werden, keinen Rückschluß mehr auf die Kräfte, die gewirkt hatten. Man könnte zwar die Häufigkeit der Ausschläge, die ja mit der Heftigkeit der Schlingerbewegung wächst, als Maßstab für die Bedeutung des Fehlers nehmen. Bei dem für die Praxis in Frage kommenden Papiervorschub folgen die Ausschläge jedoch schon so dicht gedrängt aufeinander, daß eine Veränderlichkeit in der Frequenz der Ausschläge nur schwer zu erkennen ist. Man zeichnet daher besser den Ausschlag der abgefederten Massen auf, die entsprechend den jeweils wirkenden Kräften ungehindert ausschwingen. In einem auf diese Weise zustande gekommenen Oszillogramm ändern sich die Amplituden in so ausgeprägter Form, daß sich eine Betrachtung der Frequenz erübrigt. Die Einschaltung der Fahrzeugfederung bei der Erzeugung des Oszillogramms ist also keineswegs schädlich, wie man vielleicht annehmen könnte, sondern eine Notwendigkeit zur Erzielung einer leicht lesbaren, klar ins Auge fallenden Darstellung.

Die Neuerung, die Verfasser bringt, liegt in der Art, wie die Aufzeichnungen erzeugt werden. Da der Weg, die Schreibstifte zwangläufig durch eine Rolle oder einen Schleifschuh von der unbelasteten oder schon wieder entlasteten Schiene steuern zu lassen, konstruktive und betriebliche Schwierigkeiten macht, wurde das Steuerorgan von der Schiene fortgenommen und auf das Nachbarfahrzeug gelegt mit der Wirkung, daß nun nicht mehr die Bewegung des Fahrzeuges zur Schiene, sondern die des Fahrzeuges zum Nachbarfahrzeug aufgezeichnet wird. Die Berechtigung dieses Vorgehens stützt sich auf folgende Überlegung. Wie eingangs nachgewiesen, vollführt ein Fahrzeugpunkt, z. B. die hintere Ecke einer Lokomotive, im Raume, man kann auch sagen zur ideellen Gleisachse, einen ganz bestimmten Linienzug. Das gleiche gilt für den gegenüberliegenden Punkt des Nachbarfahrzeuges, z. B. die vordere Ecke des Tenders. Da diese beiden Linienzüge eine Funktion desselben Gleisstückes sind, so muß auch die Summe dieser beiden Linien, das resultierende Oszillogramm, gleichfalls diese feste Abhängigkeit vom Gleis aufweisen und für Zwecke der Gleisüberwachung ebenso brauchbar sein, wie die absoluten Linien, eine Annahme, deren Richtigkeit durch den Erfolg voll bestätigt wurde.

Die Einrichtung besteht aus einem Schreibwerk, einer Gebereinrichtung, einem Steuerarm und den Übertragungsorganen (vergl. Abb. 4, Taf. 21). Das Schreibwerk wird auf dem Führerstand der Lokomotive auf der Heizerseite so angebracht, daß es nicht stört und bequem bedient werden kann. Es erhält seinen Antrieb von unten durch eine biegsame Welle, die an eine Achse angeschlossen wird. Es wird also über den Weg geschrieben. Eine ausschaltbare Antriebstrommel zieht den Papierstreifen, der für etwa 200 km Fahrt ausreicht, von einer Vorratstrommel ab, führt ihn über eine Schreibplatte und leitet ihn der Aufwickeltrommel zu. Quer zum Papier sind auf einer Gleitführung drei Schreibstifte in einer Ebene angeordnet, von denen zwei zwangläufig angetrieben werden und das Horizontal- und Vertikaloszillogramm erzeugen, bzw. die Schlinger- und Nickbewegungen der Lokomotive aufzeichnen, während der dritte von Hand betätigt wird. Dieser dritte Stift zeichnet am Rande des Papierstreifens eine gerade Linie, die Streckenlinie. Durch Drücken auf einen Knopf, der auf dem Deckel des Schreibzeuges angebracht ist, wird auf der Streckenlinie eine kurze Zacke erzeugt. Hundertmetersteine werden durch eine, Kilometersteine durch zwei, die Empfangsgebäude durch drei und Tunnel und Brücken durch fortlaufende Zacken markiert. Dieser Druckknopf dient gleichzeitig zur Eintragung der Kurven und ihrer Richtung. Wird er z. B. beim Beginn einer Rechts- oder

Linkskurve aus der Mittelstellung nach rechts oder links gedreht, so wird auch die Streckenlinie, in der Richtung ihres Verlaufs gesehen, für die Dauer dieser Stellung etwas nach rechts oder links verlegt. Man erhält also durch Einstellen des Knopfes in die jeweilige Fahrtrichtung ein regelrechtes Kurvenband.

Die Gebereinrichtung besteht in der Hauptsache aus einem kleinen viereckigen Rahmen a, der an dem Saumeisen des Führerhausdaches auf der Heizerseite festgeschraubt wird und der einen senkrecht und einen wagrecht geführten Schieber b und c enthält. Die sich überkreuzenden Schlitze dieser Schieber umschließen eine Stange d so, daß diese sich frei um ihren Drehpunkt e bewegen kann. Die Stange d wird an ihrem anderen Ende von dem am Tender angeschraubten Steuerarm f so umfaßt, daß sie alle Querbewegungen des Tenders zur Lokomotive mitmachen muß. Der Angriff des Tenders erfolgt in einem solchen Abstand, daß diese Bewegungen im Maßstab 1:3 auf die Schieber übertragen werden. Diese Verminderung ist notwendig, um mit einer Papierbreite von 150 mm auskommen zu können. Bei einer reinen Schlingerbewegung arbeitet Schieber b, bei einer reinen Nickbewegung Schieber c, bei einem Schwanken der Lokomotive beide Schieber gleichzeitig.

Die Übertragung der Schieberbewegung auf die Schreibstifte geschieht durch Bowdenzüge (mit starker Vorspannung gerollte Stahldrahtschläuche, die eine leicht verschiebbare Stahldrahtseele umschließen). Die beiden Drahtschläuche werden mit ihrem einen Ende an dem Rahmen a bei g und h festgeschraubt und mit ihrem anderen Ende am Schreibzeug festgeklemmt. Die aus den Schläuchen heraustretenden Drahtenden werden einerseits an den Schiebern, andererseits an den Schreibstiften befestigt. Die Schreibstifte müssen also zwangläufig alle Bewegungen der Schieber mitmachen. Die Bowdenzüge sind in der Länge so bemessen, daß sie in schlanken und nachgiebigen Bögen zum Schreibwerk führen. Diese freihängende Verbindung hat den Vorteil, daß die Schieberbewegungen auch dann unverändert übertragen werden, wenn zwischen Ausgangs- und Endpunkt, hier also zwischen Gebereinrichtung und Schreibwerk keine starre Verbindung besteht. Die bei der Fahrt unvermeidlichen Erschütterungen und Bewegungen der Apparate gegeneinander beeinträchtigen die Übertragung in keiner Weise. Das große Spiel, mit der die Drahtseele, das eigentliche Übertragungsorgan, in dem Drahtschlauch geführt ist, hat den Zweck, einen gewissen Totgang in die Übertragung hineinzubringen. Beim Richtungswechsel verschluckt der Bowdenzug kurze Bewegungen, so daß also beispielsweise die von den Kolbenkräften herrührenden kurzen Schlingerbewegungen und die von den Schienenstößen ausgelösten kleineren Nickbewegungen, die nicht zu bea sind, nicht übertragen werden, wodurch das erzeugte O gramm klarer und deutlicher wird.

Abb. 5, Taf. 21, zeigt, wie die von dem Apparat genommenen Fahrtstreifen aussehen und zwar zwei St derselben Strecke. Auf die Übereinstimmung der b Streifen ist wieder besonders hinzuweisen. Um sie zu bedarf es keiner besonderen Kenntnisse oder Überlegu Es genügt der Hinweis, daß die eine Linie die Schl bewegungen, die andere Linie die Nickbewegungen zeig dem Fahrzeug an den betreffenden Stellen vom Gleis gezwungen werden. Es wird keinem Fachmann schwer sofort auf die zugehörigen Ursachen zu schließen, die b zu bewerten und zu beseitigen. Zu beachten ist je daß das gleichzeitige Auftreten von außergewöhnl Schlinger- und Nickbewegungen als betriebsgefährlic bewerten ist, weil in solchen Fällen heftiges Anlaufe Spurkranzes mit einer Radentlastung zusammenfallen

Zur Befestigung der Gebereinrichtung und des St armes an der Lokomotive und dem Tender sind absich keine Klemmvorrichtungen, sondern Schrauben vorge worden. Damit soll erreicht werden, daß für die Aufna möglichst immer dieselbe Maschine herangezogen wird daß das Übersetzungsverhältnis in der Übertragungseinrich genau gewahrt bleibt. Die Einrichtung selbst kann in we Minuten an- und abgebaut werden.

Das Verfahren hat folgende Vorteile. Die Einrich arbeitet vollständig selbständig und kann nicht beein werden. Das Verfahren ist also objektiv im weitgehen Sinne. Die Aufzeichnungen kommen unter der Einwi der größten im Betriebe vorkommenden Last und schwindigkeit zustande, geben also unmittelbaren Ein in die ungünstigsten Verhältnisse. Ein betriebsgefähr Spiel zwischen Spurkranz und Schiene tritt klar und a scheinlich zutage. Da die Aufzeichnungen mit planmä Zügen gemacht werden, belasten sie die Strecke nicht, verlangen sie keinen besonderen Personal- und Zeitaufw Die Gleisüberwachung kann ohne besondere Kosten in k Abständen wiederholt, also fortlaufend durchgeführt we Die Zuverlässigkeit und Richtigkeit der Aufzeichnungen durch eine Wiederholungsfahrt in einfacher Weise gewiesen werden*).

*) Das Verfahren ist von der Deutschen Reichsbahn-G schaft erprobt, als durchaus brauchbar anerkannt und prä worden. Die Herstellung der Einrichtung (durch DRP Nr. 4 und Auslandspatente geschützt), Lokomotivlaufschreiber ger hat die Knorrbremse-Aktiengesellschaft, Berlin-Lichtenberg, nommen, die bei der konstruktiven Durchbildung mitgewirk

# Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

## Der Preisausschuß des Vereins

hielt am 27./29. Mai 1930 seine 72. Sitzung ab. Als erster Punkt stand die Wahl des Vorsitzenden und seines Stellvertreters auf der Tagesordnung. Einstimmig wurde zum Vorsitzenden der Baudirektor der Österreichischen Bundesbahnen, Sektionschef Dr. Trnka, und zum Stellvertreter Bahndirektor Maas Geesteranus (Niederländische Eisenbahnen) wiedergewählt.

Aus den Verhandlungen ist folgendes hervorzuheben: Von dem Jubiläumswerk „Die Entwicklung der Lokomotive im Bereiche des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen" ist das Manuskript des ersten Bandes von den beiden Bearbeitern, Herrn v. Helmholtz, dem früheren Chefkonstrukteur der Lokomotivfabrik Krauß in München und Ministerialrat a. D. Staby, nunmehr soweit fertiggestellt, daß mit den Druckarbeiten begonnen werden kann. Die endgültige Fertigstellung und Lieferung des ersten Bandes steht für September dieses Jahres in Aussicht.

Der für die Bearbeitung des zweiten Bandes vom Verein gewonnene Professor Jahn von der Technischen Hochschu Danzig (vergl. diese Zeitschrift 1929, Seite 1034) ist am 16. Fe verstorben; an seine Stelle hat der Preisausschuß einstimmi Baurat Dr. Ing. Metzeltin (Hannover) gewählt. Dr. Metzeltin ist bereit, in den mit Professor Jahn abgeschlos Vertrag einzutreten.

Sodann beriet der Preisausschuß über das im En vorliegende neue Übereinkommen über die Aussetzung Preisen. Dieses Übereinkommen das seither in den Ve satzungen als Anhang III enthalten war, in die neue Ve satzung vom 1. Dezember 1929 aber nicht übernommen w wird jetzt als besondere Vereinsdrucksache erscheinen. Übe Beschluß des Preisausschusses wird die schriftliche Abstim im Verein gemäß Art. 11 der neuen Vereinssatzung einge werden; wenn kein wirksamer Widerspruch erhoben wird, er der Beschluß bindende Kraft. Alsdann — also etwa im A 1930 — wird auch das neue Preisausschreiben des V

en werden. Es ist — wie seither — für Erfindungen und sserungen, die für das Eisenbahnwesen von erheblichem n sind, sowie für hervorragende schriftstellerische Arbeiten em Gebiete des Eisenbahnwesens ausgeschrieben, und zwar n die Erfindungen und Verbesserungen ihrer Ausführung die schriftstellerischen Werke ihrem Erscheinen nach in die om 1. April 1926 bis 31. März 1932 fallen. Die Bewerbungen können vom 15. April 1931 bis 15. April 1932 an die Geschäftsführende Verwaltung des Vereins eingereicht werden. Die Veröffentlichung des Preisausschreibens unter Angabe der für den Wettbewerb geltenden einzelnen Bedingungen wird zu gegebener Zeit in dieser Zeitschrift erfolgen.

Schließlich beriet und beschloß der Preisausschuß noch eine für seinen Geschäftskreis neuaufgestellte Geschäftsordnung.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### Bau von Stahl-Personenwagen.

Um die Sicherheit der Reisenden bei etwa auftretenden len zu erhöhen, ist die Deutsche Reichsbahn dazu übergen, im Personenwagenbau das vor dem Kriege noch all- n als Baustoff für das Gerippe der Wagen verwandte Holz Stahl zu ersetzen. Alle zur Aufnahme von Kräften nden Teile werden heute aus Stahl hergestellt urch Nietung fest miteinander verbunden. Bei dem auf Weise entstandenen Stahlwagen sind Untergestell, Seiten- und Dach zu einer einzigen festvernieteten Tragtruktion durchgebildet worden, die gegenüber der früheren auart eine bedeutend erhöhte Festigkeit aufweist.

Bei dem Bau dieser Stahlwagen ist die Deutsche Reichsbahn dem Grundgedanken ausgegangen, die Konstruktion so zubilden, daß etwaige Zerstörungen des Wagenkastens bei en auf die Vorräume an den Stirnenden der Wagen beschränkt n, indem möglichst nur die Stirnwände deformiert werden, die dahinterliegenden Fahrgasträume aber unbeschädigt n. Zu diesem Zweck sind die Stirnwände durch stählerne mkonstruktionen — besonders kräftige Durchbildung der ndung zwischen Stirnwand, Seitenwand und Dach — ert. Nach den Erfahrungen, die mit so gebauten Wagen gemacht wurden, muß angenommen werden, daß Zergen der Inneneinrichtungen der Sitzabteile solcher Wagen nfällen nicht mehr zu erwarten sind; es wird höchstens kommen, daß die Stirnwände etwas eingedrückt werden, daß sie vollständig zertrümmert werden. Da sich hinter tirnwänden zunächst die Vorräume befinden, entsteht durch indrücken der Stirnwände für die Reisenden keine Gefahr. llem wird bei diesen Wagen das bei den hölzernen Wagen ßerordentlich gefürchtete Ineinanderschieben nicht eintreten.

Bei dieser Sachlage erscheint es nicht angebracht, auf die le, die Holz für die Innenausstattung der Wagen gegenüber Stahl bietet, zu verzichten.

Der Eindruck einer Innenausstattung aus Holz ist erheblich licher. Es können mit Holz ganz andere Wirkungen erzielt n wie mit Stahl. Eine Innenausstattung aus Stahl dürfte eutigen Ansprüche der Reisenden kaum befriedigen. Mit icht auf den Wettbewerb mit anderen Verkehrsmitteln ie Deutsche Reichsbahn heute mehr denn je darauf bedacht en Fahrgästen den mehrstündigen Aufenthalt in den Wagen- n so behaglich wie möglich zu gestalten.

Weiterhin ist die große Wärmeleitfähigkeit eiserner ffe zu beachten. Sie hat zur Folge, daß das Berühren s ihnen hergestellten Teile unangenehm wirkt.

Gegen die ausschließliche Verwendung von Stahl für die einrichtungen der Wagen spricht auch die Befürchtung zu starken Geräuschzunahme während des Laufes. Da agen zum Dröhnen neigen, wurde schon bei der Einführung ahldaches zur Geräuschdämpfung eine besondere Zwischen- eingezogen. Dieselben Bedenken bestehen in besonders Maße hinsichtlich der Verwendung eines stählernen Fuß- s. Auf Grund dieser Erwägungen ist der Doppelfußboden olz mit Linoleumbelag beibehalten worden.

Holz wird daher als Baustoff für die Inneneinrichtung euzeitlichen stählernen Personenwagen vorläufig weiter ndung finden. An seinem Ersatz durch geeignete Baustoffe ber gearbeitet. So sind zur Zeit Versuche im Gange mit aus zerfasertem Holz hergestellten Kunststoff, der weder noch splittert, der sich aber hinsichtlich Bearbeitung Formgebung genau so günstig wie die bisher benutzten verhält. A. d. Z. „Die Reichsbahn".

### Verbesserungen an Personenwagen.

Die französische P. L. M. Eisenbahngesellschaft hat an ihren Schnellzugwagen, die noch Kastengerippe aus Holz hatten, verschiedene Verbesserungen vorgenommen, um sie den neuen Schnellzugwagen aus Stahl, mit denen sie zusammen laufen, möglichst gleichwertig zu machen.

Der Wagenkasten wurde verstärkt. Das Stehblech des Längsträgers, das bisher 443 mm hoch war, wurde ersetzt durch ein solches von 1100 bis 1165 mm Höhe, auf das in seinem oberen Teil noch ein Bandeisen von 100×10 mm gelegt ist. An Stelle der hölzernen Seitenpfosten wurden Pfosten aus Formeisen gesetzt. Die hölzernen Dachstreben wurden durch Stahlbogen ersetzt. Für das Holzdach wurde ein Stahldach gesetzt. Die Endquerwände, die den Abschluß des inneren Wagenkastens gegen den Plattformraum bilden, sind in den Ecken durch Aufsetzen von Kasten aus Winkeleisen und Blech verstärkt worden um den Widerstand bei Aufstößen zu vergrößern.

Als Außenbekleidung wurde gekupfertes Stahlblech von 1,5 mm Stärke verwendet. Der Holzboden wurde entfernt und der auch bei den neuen Stahlwagen verwendete Boden aus Wellblech mit Auflage aus Magnesiazement eingebaut. Er bietet die Vorteile leichter Reinigung, großer Feuersicherheit und guter Schalldämpfung.

Versuchsfahrten bestätigten, daß die umgebauten Wagen wesentlich geringere Schwingungen des Wagenkastens aufweisen als die alten Wagen in Holzbau.

An den Drehgestellen wurden nach eingehenden Versuchen folgende Änderungen vorgenommen:

Der Achsabstand wurde von 2500 mm auf 3000 mm vergrößert, für den Rahmen wurde an Stelle der aus Formeisen gebildeten Konstruktion das einheitliche Stahlgußstück gewählt, die Achslager gewöhnlicher Bauart wurden durch Rollenlager der Bauart S. K. F. ersetzt.

Bei der Innenausstattung erhielten die Sitz- und Rückenpolster eine bessere Federung mit Spezialfedern, die nach den Lieferbedingungen 2 Stunden lang 90 Belastungswechsel in der Minute ohne Formänderung vertragen müssen. In einer größeren Zahl der Schlafabteile wurde das dritte Bett entfernt. Die verbleibenden zwei Bettplätze können während der Nacht durch einen über das ganze Abteil reichenden Vorhang getrennt werden. Eb.

### Rollenachslager an Eisenbahnwagen.

Die Deutsche Reichsbahn hat bisher etwa 130 Schnellzugwagen versuchsweise mit Pendelrollenlagern ausrüsten lassen, darunter die Wagen des auf der Strecke Amsterdam—Luzern über Köln—Basel verkehrenden deutschen Fern-D-Zuges (Rheingoldzug), der am 15. Mai 1928 in Betrieb genommen wurde und täglich rund 1000 km zurücklegt. Die Höchstgeschwindigkeit dieses Zuges beträgt 110 km in der Stunde und die mittlere Geschwindigkeit 90 km in der Stunde. Während der Versuchsfahrten wurde die Geschwindigkeit bis auf 130 km in der Stunde gesteigert.

Der Achsdruck beträgt bei den mit Rollenlagern ausgerüsteten Speisewagen 15700 kg, bei Wagen mit Kücheneinrichtung 15500 kg und bei den Schnellzugwagen ohne besondere Inneneinrichtung 14600 kg. Die Räder aller Personenwagen der Deutschen Reichsbahn haben einen Laufkreisdurchmesser von 1000 mm.

Pendelrollenlager sind weiter versuchsweise bei einer größeren Zahl Großgüterwagen mit Achsdrücken von 20000 kg, zweiachsigen Personenwagen und Stadtbahnwagen eingebaut worden.

Außer den Pendelrollenlagern werden Lager mit zylindrischen Rollen versuchsweise verwendet, und zwar u. a. bei 220 Stück zweiachsigen Personenwagen mit 13000 kg Achsdruck und bei 220 Stück Großgüterwagen mit 20000 kg Achsdruck. Die Räder der Großgüterwagen haben einen Laufkreisdurchmesser von 940 mm. Eine große Anzahl von Großgüterwagen, die in stark angestrengten Verkehren laufen, weisen einen jährlichen Laufweg von 110 bis 150000 km auf.

An der Lieferung der Lager waren beteiligt die Berlin-Karlsruher Industrie-Werke A.-G., Abteilung Kugellagerwerk in Berlin-Borsigwalde, die Fries & Höpflinger A.-G. in Schweinfurt, die Fichtel & Sachs A.-G. in Schweinfurt, die Kugelfabrik Fischer in Schweinfurt, die G. & J. Jaeger A.-G. in Elberfeld und die Vereinigten Kugellagerfabriken A.-G., früher S. K. F. Norma in Berlin.

Welche der beiden bei der Reichsbahn verwendeten Rollenlagerbauarten, Pendelrollenlager oder Lager mit zylindrischen Rollen, die geeignetere und wirtschaftlichere ist, unterliegt noch der endgültigen Feststellung. Ebenso ist die rechnungsmäßige Erfassung der Einzelvorteile der Achsrollenlager zur Zeit noch schwierig, weil die bisherigen Betriebserfahrungen zur Beurteilung noch nicht genügen. Es scheint, daß eine Verwendung von Rollenlagern unter Berücksichtigung ihrer hohen Kosten erst dann wirtschaftlich ist, wenn der mit Rollenlagern ausgerüstete Wagen mindestens 40 bis 50000 km im Jahr zurücklegt. Als wirtschaftlich vorteilhaft ist auch zu beachten, daß infolge des geringeren Laufwiderstandes der Rollenlager die bereits jetzt stark ausgelasteten Schnellzüge und Großgüterwagenzüge nach den bis heute vorliegenden vorläufigen Messungen je nach Steigung und Geschwindigkeit mit bis etwa 10% Mehrlast bei gleicher Lokomotivzugkraft gefahren werden können.

Die auftretenden Schäden sind im allgemeinen geringfügiger Art. Sie zeigen sich bei guten Bauarten nicht nach kurzen Versuchsfahrten, sondern erst nach längeren Betriebsläufen. Für die Schmierung dürfen nur langerprobte Spezialfette benutzt werden.

A. d. Z. „Die Reichsbahn".

## Tankwagen für Heliumversand.

Die amerikanische Marine hat für den Versand von verdichtetem Heliumgas einen vierachsigen Tankwagen bauen lassen mit einer zwischen den Achsen fast bis nahe an das Gleis herunterragenden Ladefläche. Das Heliumgas steht unter einem Drucke von 140 kg/cm² in sechs aus zwei Stahlblechkalotten zusammengeschweißten kugelförmigen Behältern von 1848 mm innerem Durchmesser bei 38 bis 48 mm Wandstärke, deren je einer über den beiden Drehgestellen steht, während die übrigen vier über den niederen Teil der Plattform verteilt sind. Jeder Behälter faßt 5947 m³ freies Heliumgas und wiegt 3765 kg; der dazu verwendete Stahl hat bei einem P-Gehalt von 0,20 bis 0,30% eine Bruchfestigkeit von 42,2 kg bei einer Streckgrenze von 22,2 kg und 22,2% Dehnung, gemessen auf 200 mm. Die Kugelform wurde gewählt, weil sie gegenüber der zylindrischen Form eine Gewichtsersparnis von rund 25% ergibt. Jeder Behälter wurde vier Stunden lang bei 650° C ausgeglüht. Vor der Abnahme wurden die Behälter einer Probe unterzogen und zwar:

1. einer wiederholten Druckprobe bei verschiedenem Druck derart, daß die Beanspruchung auf Zug 45 bis 60% der Streckgrenze betrug, 2. unter Druck von 60% der Streckgrenze wurde die Schweißfuge der beiden Hälften in Abständen von etwa 300 mm mit Hammerschlägen bearbeitet, 3. während einer Stunde wurden sie unter einem Druck von 75% der Streckgrenze gehalten. — Danach wurden drei besondere Proben mit einem Behälter vorgenommen und zwar: 4. eine Ermüdungsprobe, welche bezweckte, die Beanspruchungen in verstärktem Maße nachzuahmen, denen der Behälter bei Beförderung auf der Eisenbahn ausgesetzt ist. Zu dem Ende wurden die Behälter auf eine Scheibe gestellt, welche mit 1/8 Umdrehung je Min. rotierte, und mit Wasser gefüllt. An vier in zwei Durchmessern gegenüberliegenden Punkten wurden die Stahlplatten des Behälters während 75 Stunden mit einem Preßlufthammer bearbeitet, wobei etwa 20000000 Hammerschläge fielen, deren jeder eine Arbeitsleistung von 0,55 bis 0,70 mkg darstellt; 5. eine Stoß- bzw. Fallprobe, welche bezweckte, die Wirkung eines Eisenbahnunfalls nachzuahmen. Der Behälter, in welchem der Druck bis auf 84 kg/cm² gesteigert war, wurde zwischen zwei Zylindern auf einen G wagen aufgebracht, welcher mit einer Fahrgeschwindigkeit 30 km/St. einem Aufstoß ausgesetzt wurde; 6. endlich w die Behälter einer Schlußprobe unterzogen, d. h. einer maligen Druckprobe, bei welcher sowohl Druck wie W menge gemessen wurde. Der Druck wurde bis auf 88 kg gest und wieder auf 70 kg gesenkt, wonach dieses Spiel w holt wurde. Während dieser Probe wurde die ganze Sch fuge mit Hammerschlägen bearbeitet. Die Beanspruchun Zug während dieses Verfahrens wurde mit höchstens 10 k bemessen. Dann wurde der Druck auf 0 gesenkt und w bis auf 140 kg gesteigert. — Um diesen Druck zu erre mußten 27,2 kg Wasser in den Behälter gepumpt werden. Nac dann der Druck abermals auf 0 gesenkt war, strömten 2 Wasser aus, d. h. die durch diesen Druck verursachte Erweit (Ausbauchung) des Behälters entsprach einem Volumen 0,9 kg Wasser. Nun wurde der Druck auf 175 kg geste wodurch das Material bis zur Streckgrenze des gewalzten bleches beansprucht wurde. Unter dieser Probe erweiterte der Umfang des Behälters um 125 mm. — Nach Abdic eines in der Rohrverbindung entstandenen Lecks wurd Druck noch einmal gesteigert: bei 314 kg zersprang der Be in neun Stücke. Weder in der Schweißfuge noch in deren n Umgebung zeigten sich Bruchstellen, noch zogen sich die dort hin.

Aus „Teknisk Tidskrift-Stockholm", 1930, Heft 2, bis 28.

## Vereinheitlichung des französischen Wagenparke

Die im Jahre 1918 im Auftrag des Ministers der öffentl Arbeiten gegründete Vereinheitlichungskommission hatte zur die allgemeinen technischen Bedingungen für den Neubau Eisenbahnwagen und dann besondere Studien für die Bau des 20 t-Güterwagens erstellt. Das 1919 geschaffene Zentra für Eisenbahnwagenbau vollendete die Arbeiten und seit d Zeitpunkt wurden Bestellungen auf 20 t-Wagen nur noch nac Einheitsplänen erteilt. Wenn sich auch diese Wagen im D gut bewährten, so erwies es sich nunmehr doch als notwend Pläne neu zu überarbeiten, weil sich im Laufe der zehn Jah allgemeinen Verkehrs- und Betriebsverhältnisse und die nationalen Bauvorschriften geändert hatten und weil inzwi die durchgehende Güterzugbremse eingeführt worden war.

Die neuen Einheitswagen erhalten einen Achsstand 4,5 m gegenüber dem mit Rücksicht auf alte Drehscheibe 3,75 m festgesetzten Achsstand der Einheitswagen von Das Wagengestell wurde den Anforderungen der durchgehe Bremse entsprechend neu durchgebildet. Folgende Bauartr für 20 t-Wagen wurden neu aufgestellt:

Ein offener Wagen Type A (mit Unterbrechung oberen Umrahmung an den Türöffnungen), Länge über P 7,86 m, Bordwandhöhe 1,41 m, Bodenfläche 17,27 m², Ka inhalt 24,3 m², Leergewicht 9,9 t. Für Wagen mit Bremse wird die Länge über Puffer 8,56 m, das Leergewicht 10,6 t

Ein offener Wagen Type B (mit über die Türöffnu gehender oberer Umrahmung), Länge über Puffer 7,86 m, wandhöhe 1,62 m, Bodenfläche 17,27 m², Kasteninhalt 2 Leergewicht 10,2 t. Für Wagen mit Bremserhaus wird die L über Puffer 8,56 m, das Leergewicht 10,9 t.

Ein Plattformwagen mit abklappbaren Wän Länge über Puffer 9,31 m, Bordwandhöhe 0,5 m, Bodenfläche Leergewicht 9,8 t.

Ein Plattformwagen mit festen Wänden und messungen wie vorhergehend.

Ein gedeckter Wagen ohne Bremserhaus, Länge Puffer 8,89 m, Bodenfläche 20 m², Leergewicht 11,3 t.

Ein gedeckter Wagen mit Bremserhaus, Länge Puffer 9,523 m, Bodenfläche 19 m², Leergewicht 12 t.

Die Wageneinzelteile sind austauschbar und in der Meh gleich den Einheitsbauteilen von 1919.

## Entseuchung von Wagen und Aufenthaltsräumen

Die italienischen Staatsbahnen verwenden als Entseuch mittel: Kalk, Kalziumchlorür, Soda, Kreosot, Sublimat Formaldehyd, für gewisse Fälle auch Schwefelsäureanhy

Die Anwendung der verschiedenen Mittel ist sorten- und genweise festgelegt in den „Theoretisch-praktischen Unterungen für den Entseuchungsdienst der Staatsbahnen".

Die hauptsächlichsten Vorrichtungen für die Entseuchung im nbahnbetrieb sind: Sprengpumpen, Formaldehyd-Entwickler, tralisatoren, Schwefelöfen, Apparate für mechanische Zerbung.

Sprengpumpen dienen dazu, Flüssigkeiten in Form kleinster pfchen mit Gewalt gegen Wände oder andere Gegenstände zu eudern. Die Sprengpumpe Bauart Staatsbahn, die sowohl für ll angreifende als auch für unschädliche Flüssigkeiten dient, eht aus einer Luftpumpe, aus einem Behälter mit Manometer auf 3 atü eingestelltem Sicherheitsventil, in welchen die euchungsmittel eingeführt werden, aus dem Sprengrohr und einer Einrichtung um die Pumpe mittels Riemen auf dem ken tragen zu können. Sorgfältige Reinigung aller Teile nach auch ist besonders angelegentlich vorgeschrieben.

Formaldehyd-Entwickler werden benützt, wenn man rgendwelchen Gründen Formalin in Nebelform nicht anwenden n. Das Formaldehyd wird aus Formalin oder Paraformol in tsbahnapparaten oder im „Sanator" entwickelt. Sie bestehen vesentlichen aus Behältern, in die Formalin oder Paraformol llt wird und die sodann mittels Petroleum- oder Spiritusflamme zt werden. Vom Bedienungspersonal muß beachtet werden, das Formaldehyd die Bindehaut der Augen und die Schleime der Atmungsorgane angreift.

Die Neutralisatoren dienen dazu die gebildeten Formhyddämpfe wieder rasch zu beseitigen. Von solchen Vorungen stehen der Scheringapparat, der mit flüssigem noniak arbeitet und der Mercurioapparat für Ammoniumonat in Verwendung. Ammoniakdämpfe werden mittels einer itusflamme erzeugt.

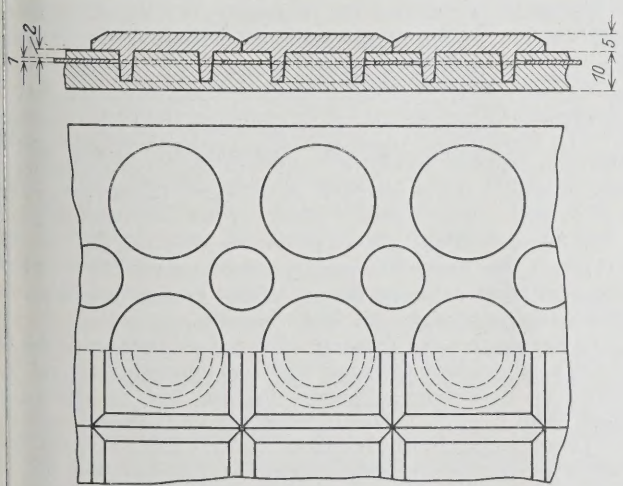
Die Schwefelöfen bestehen aus einem durchlöcherten hzylinder, in dem sich eine Metallplatte befindet. Auf letzterer rennt Schwefel und das gebildete Gas zieht durch ein konischdrisches Rohr nach oben.

Die Apparate für mechanische Zerstäubung sind die gleichen die für Reinigungszwecke verwendeten. Schn.

(Notiziario tecnico, August 1929.)

## stigung der Wandfliesen in den Waschräumen der Personenwagen.

Die Auskleidung der Wände der Waschräume der Personenn mit Fliesen wurde schon oft, aber meist mit schlechtem lg versucht. Durch die Erschütterungen lösen sich die Wandn leicht ab.



Die italienischen Staatsbahnen haben nun 100 Wagen erster se mit je zwei ausgekachelten Toiletten versehen, die hinlich Haltbarkeit voll befriedigen. Das verwendete neue stigungsverfahren ist folgendes:

Jede Tonfliese ist auf der Rückseite mit einer Verlängerung hen, welche ihr im Zement Halt gibt und ein Lösen bei den rmeidlichen Erschütterungen verhütet. Zur Bildung einer d wird auf eine ebene Fläche ein Holzrahmen gelegt, dessen e Weite der Form und den Abmessungen der Wand entsprechen. Die Fliesen werden nun in der gewollten Anordnung, die Rückseite nach oben, in den Rahmen gebreitet. Darauf kommt verlängerter Portlandzement in einer Schicht von etwa 2 mm. Auf diese wird ein gelochtes, etwa 1 mm starkes, ebenes und reines Blech gelegt, so daß die Ansätze der Fliesen durch die Löcher ragen. Hierauf folgt eine Lage nicht zu flüssigen Zements vermischt mit Sägemehl in einer Dicke, daß die Tafel die gewünschte Stärke erhält. Das Auftragen dieser Masse muß sorgfältig geschehen, damit sie alle Räume zwischen Blech und Fliesen ausfüllt (siehe Abbildung).

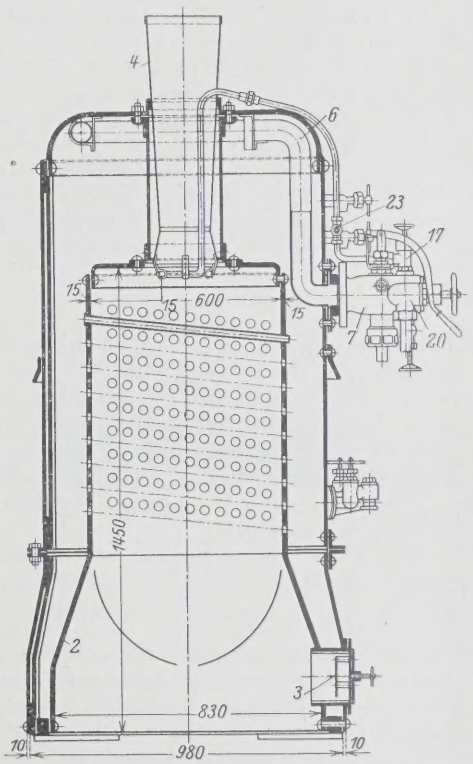
Die so zusammengesetzte Wand läßt man ungefähr 10 Tage trocknen, worauf sie nach erfolgter Reinigung an Ort und Stelle befestigt werden kann. Das letztere geschieht mittels Schrauben, wobei natürlich jede Beanspruchung der Wand auf Biegung zu vermeiden ist. Zum Schluß wird der Rand mit einem vernickelten Messingwinkel eingefaßt. Sollte aus irgend einem Grund eine Fliese ersetzt werden müssen, so ist dies leicht auszuführen.

Schn.

(Notiziario tecnico, August 1929.)

## Kessel mit Heizölfeuerung für die Zugheizung auf elektrischen Strecken.

Die Heizung elektrisch geförderter Züge erfolgte bisher durch eigene Heizkesselwagen mit einem durch Kohle beheizten Kessel oder durch elektrische Heizung. Im ersteren Fall ist abgesehen von sonstigen Nachteilen der Personalaufwand, im zweiten Fall der Stromverbrauch gerade in den kritischen Wintermonaten ein hoher. Nach Versuchen mit einem Probekessel hat




Kessel mit Heizölfeuerung für Zugheizung.

nun die italienische Eisenbahnverwaltung 200 Kessel mit Heizölfeuerung in ihre elektrischen Lokomotiven E 551 und E 554 eingebaut. Diese Kessel werden wie die elektrische Heizung vom Lokomotivpersonal selbst gewartet.

Der Dampferzeuger ist ein stehender Wasserrohrkessel mit einem Ölbrenner im Bodenblech. Er besteht aus einem inneren und einem äußeren Teil, die unten mittels des gewöhnlichen Grundringes, oben durch ein Rohrstück, durch welches der Kamin geht, verbunden sind. Der innere Teil bildet den Verbrennungsraum. Der Oberteil des äußeren Mantels kann leicht abgenommen werden um die Besichtigung des Inneren zu erleichtern. Die Feuerbüchse hat oben quadratischen, unten kreisrunden Querschnitt. Der Boden ist mit feuerfesten Steinen belegt. Die Hauptabmessungen des Kessels (siehe Abbildung) sind:

| | | |
|---|---|---|
| Höhe bis Kaminoberkante | 2265 | mm |
| Höhe ohne Kamin | 1965 | „ |
| Außenmantel lichte Weite oben | 870 | „ |
| „ „ „ unten | 980 | „ |
| Lichte Weite des quadratischen Verbrennungsraumes | 600 | „ |
| Lichte Weite des Verbrennungsraumes unten | 830 | „ |
| Lichte Höhe des Verbrennungsraumes | 1450 | „ |
| Anzahl der Wasserrohre | 198 | |
| Durchmesser der Rohre | 24/28 | mm |
| Heizfläche der Feuerbüchse | 3,33 | m² |
| „ „ Rohre | 10,5 | „ |
| Wasserinhalt bei 10 cm Wasserstand über Feuerbüchsdecke | 0,4 | m³ |
| Dampfinhalt | 0,3 | „ |
| Betriebsdruck | 9 a | |
| Größte Dampfleistung | 800 k | |
| Brennölverbrauch | 60—80 | |

Der Brenner, dessen Bauart von der Bahn entwickelt w und in der Quelle ausführlich beschrieben ist, wird bei ka Kessel mit Druckluft, bei warmem mittels Dampf betrieben. sinnreiche Anwärmevorrichtung erlaubt auch die zähflüssi und daher billigsten Heizöle zu feuern. Die Kesselspeisung ei durch eine elektrisch angetriebene Pumpe für 900 Liter/h Förde und einen Friedmann-Injektor Klasse ASZ Nr. 4 mit Düsen N Ein Hilfsbläser sorgt für den nötigen Zug beim Anheizen.

Die Lokomotiven tragen zwei Heizölbehälter von zusan rund 300 kg Inhalt.

(Notiziario tecnico Sept. 1929.) Sch

# Buchbesprechungen.

**„Die Akkumulatoren,** ihre Theorie, Herstellung, Behandlung und Verwendung" von Prof. Dr. W. Bermbach. Vierte Auflage. Verlag von Julius Springer, Berlin 1929. Preis: 8.50 *RM*, geb. 9.75 *RM*.

Im ersten Abschnitt wird die Theorie der galvanischen Elemente und der Elektrolyse, im zweiten Abschnitt die des Bleisammlers erläutert. Die folgenden Abschnitte behandeln die technischen Größen des Bleisammlers (Kapazität, Wirkungsgrad, Nutzeffekt und den inneren Widerstand), die Vorgänge im ruhenden Bleisammler, die Ladung und Entladung. Besondere Abschnitte sind ferner der Umwandlung des Wechselstromes in Gleichstrom, der Herstellung der Bleisammler, ihrer Aufstellung und Behandlung mit den alkalischen Sammlern gewidmet. Der letzte Abschnitt bietet einen Überblick über die verschiedenen Verwendungsmöglichkeiten der Akkumulatoren.

In dem sehr reichhaltigen und dabei nicht zu umfangreichen Buch, das wohl zu den besten Werken dieser Fachrichtung gehört, ist die Theorie auch für den Ingenieur, dem die Grundbegriffe der Elektrochemie nicht geläufig sind, gemeinverständlich behandelt; gleichzeitig ist das Buch für die Anwendung geschrieben. Das Studium des Buches ist jedem Maschinen- und Elektroingenieur aufs wärmste zu empfehlen; es wird auch denjen Ingenieuren, die sich mit diesem Fachgebiete bereits befaßt ha wegen der Gründlichkeit und Vielseitigkeit des Inhaltes Neues Wissenswertes bieten. Sorge

**Fein, Elektrowerkzeuge, Kleinwerkzeugmaschinen mit Ein motoren und biegsame Wellen.** Neuerscheinung. Verlag Ju Springer. Preis geh. 6.90 *RM*.

Vorzüge und Anwendung der Elektrowerkzeuge sind führlich behandelt. Das Buch enthält Angaben für die Bestimm der Motorleistung sowie hinsichtlich der Stromarten und S nungen, wobei auch die neuerdings in Aufnahme gekomm Kleinspannungen berücksichtigt sind. — Preßluft- und Ele werkzeuge sind einander gegenübergestellt. Benzinelektr Anlagen (Gleisbaumaschinen), Werkzeuge, Maschinen mit Ei antrieb, Gebläse, biegsame Wellen und elektrisch betrie Schlagwerkzeuge sind rechnerisch und in zahlreichen Tab behandelt. Die verschiedenen Anwendungen sind in Wort Bild dargestellt. Die vom VDE herausgegebenen Regeln fü Bewertung und Prüfung der einzelnen aufgeführten Masch sind ebenfalls aufgeführt. I

# Zuschrift.

## Zu den Schlingerbewegungen von Drehgestellwagen.

Von Ing. Dr. R. Hanker, Wien.

In Heft 24 vorigen Jahres hat Herr Vizepräsident Caesar der Reichsbahndirektion Essen Untersuchungen über die Bewegung einer frei laufenden Achse veröffentlicht und die Ergebnisse von Versuchen mitgeteilt, bei welchen die Schwingungen an einem Schlußwagen (Drehgestellwagen) eines schnellfahrenden Zuges während einer Probefahrt aufgezeichnet wurden.

Die in Tafel 37 des Jahrgangs 1929 enthaltenen Versuchsergebnisse mögen in folgendem noch von anderer Seite beleuchtet werden.

Bei Fahrgeschwindigkeiten von etwa 90 km/Std. bis 105 km/Std. (die höchste bei den Versuchsfahrten erreichte Geschwindigkeit), nehmen sämtliche seitlichen Ausschläge der Fahrzeuge große Werte an, ganz besonders bei der Fahrt in der Geraden (auch bei guter Gleislage), während diese Seitenschwingungen bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 70 km/Std. vergleichsweise klein sind und nur gelegentlich einen größeren Wert annehmen, der mit einer örtlichen Unstetigkeit der Gleislage erklärt werden kann. Bei den großen Geschwindigkeiten werden also die Fahrzeuge in der Geraden dauernd in Abständen von weniger als einer Sekunde von einer Schiene zur anderen geworfen, was wohl nicht zur Annehmlichkeit der Fahrt beiträgt und auch die Sicherheit gegen Entgleisen herabsetzt.

Vergleicht man dagegen die Schwingungsausschläge in der Bogenfahrt mit den Schwingungsausschlägen in der anschließenden Geraden bei annähernd gleicher Geschwindigkeit, so zeigt sich, daß die Schwingungsausschläge in der Bogenfahrt sämtlich kleiner sind als die in den anschließenden geraden Strecken. Vergl. auf Tafel 37 von 1929 die laufenden Nummern (3) und (4); (19) und (21); (24) R = 1500 und die anschließende Gerade; (30) und (31). Besonders auffallend ist die Dämpfung der Schwingungen in Nr. (4), Fahrt in einem Bogen von R = 500 mit einer F geschwindigkeit von 93 km/Std., weil hier die Kegelform der reifen auf die Bogenfahrt keinen Einfluß mehr haben k während in Krümmungen von R = 1500, zufolge der Kegelre noch immer die Neigung zum Schlingern besteht, wenn auch Dämpfung der Schwingungen selbst in solchen Bögen deutlic erkennen ist.

Welchen Einfluß Krümmungsunstetigkeiten auf den der Fahrzeuge haben, zeigen der Vergleich der laufenden Numm und (17). Die großen Ausschläge bei (17) trotz der kleinen F geschwindigkeit von 40 km/Std. sind auf die Krümmungsunst keiten in dem ganz schlechten Korbbogen (Krümmungswe von R = 550 — 750 — 500 — 1200 — 1000 mit Längen von 45, 20, 30 und 40 m) zurückzuführen, während die Aussch bei (1) mit der gleichmäßigen Krümmung von R = 1270 1340 m auf 1000 m Länge bis auf einige große Ausschläge d zufällige Gleisunstetigkeiten klein bleiben.

In Erkenntnis der Tatsache, daß nur im Bogengleis die F zeuge eine eindeutige Führung besitzen können, während in Geraden die Fahrzeuge schlingern müssen, hat Verfasser in Aufsatz „Die Gestaltung des Gleises für große Fahrgeschwin keit"*) vorgeschlagen, bei Bahnen mit großer Fahrgeschw digkeit gerade Strecken überhaupt aufzugeben und die g Bahnlinie aus möglichst flachen Bogen mit stetig wechsel Krümmung zusammenzusetzen. Daß man versuchen sollte, di Weg zu gehen, wenn sich die Notwendigkeit einer weiteren St rung der Fahrgeschwindigkeit ergeben sollte, zeigen nun deu die von Caesar aufgenommenen und vorstehend besproch Schaubilder über die Schlingerbewegungen von Drehgestellw in langen geraden Strecken.

*) Organ 1922, Heft 20 und 21/23.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
hriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang 1. September 1930 Heft 17

# Über Diesellokomotiven mit besonderer Berücksichtigung der Dieseldruckluftlokomotive *).

Von Dr. Ing. Jos. Geiger, Oberingenieur der M.A.N., Werk Augsburg.

Bei einer Diesellokomotive verdienen unsere Aufmerkkeit
1. der Dieselmotor samt Zubehör und Kühler und besonders
2. die Kraftübertragung.

## 1. Der Dieselmotor.

Der einfachwirkende Viertaktmotor mit sechs oder auch r Zylindern stellt gegenwärtig die am meisten auf Lokoven angewendete Bauart dar. Daneben wird noch von en Firmen der einfachwirkende Zweitakt gebaut; der eltwirkende Motor ist zwar noch nirgends zur Anwendung mmen, bietet aber als kompressorloser Zweitaktmotor n seines geringen Gewichtes bezogen auf die Pferdestärke e wegen des Wegfalls jeglicher Steuerung besonders tige Aussichten. Die mechanische druckluftlose Einzung wird immer ausschließlicher angewendet und wird Drucklufteinblasung binnen kurzem aller Voraussicht ganz verdrängen.

Bei allen bisher ausgeführten und im Betrieb bewährten motiven ist der Dieselmotor als stehender in der Längsung der Maschine aufgestellter Reihenmotor gebaut; in nahmefällen werden auch der V-Typ oder zwei Motoren einander angewendet.

Die Drehzahlen bewegen sich im allgemeinen in den Grenzen chen 300 und 700, wobei vielfach gewünscht wird, die zahlen weiter zu erhöhen und das Gewicht zu verringern. n dieser Richtung hin kann Vorsicht nicht genug empfohlen len: Betriebssicherheit muß immer der oberste Gesichtsxt sein. Eine Lokomotive, die jahraus jahrein nach einem immten Fahrplan auf die Minute genau ankommen soll, ein Rennwagen, den man nur gelegentlich benützt, um deinen Rekord zu brechen; sie nähert sich vielmehr dem ffe, bei dem es auch niemandem einfällt, extrem leichte mit höchsten Drehzahlen laufende Maschinen einzubauen. Betriebssicherheit eines gut durchkonstruierten, nicht ichten und zu rasch laufenden Dieselmotors erreicht nicht jene einer Dampfanlage, sondern übertrifft sie sogar. eis: Der zweitälteste Dieselmotor der Welt ist heute über 31 Jahren noch voll betriebsfähig. Wie sich aus n hunderten von Beobachtungen ergeben hat, sind die esserungskosten einer guten Dieselanlage ganz verhindend gering und stehen in gar keinem Verhältnis zu den n Kesselausbesserungen bei Dampflokomotiven. Diese hrungen wurden nicht nur an ortsfesten, sondern auch im e von vielen Jahren an zahlreichen Schiffsmaschinen cht, und auch die Beobachtungen an den bisher ausrten Diesellokomotiven gehen meistens in derselben tung, wie sich entgegen den Erwartungen der betreffenden xe sowohl in Rußland wie in Amerika herausgestellt hat.

Wir kommen nun zu der Kraftübertragung.

Die sogenannte direkte Kraftübertragung ist bisher nur ler Sulzer-Thermolokomotive aus dem Jahre 1913 und bei der Ansaldo-Lokomotive verwirklicht worden. In beiden Fällen traten schwerwiegende Betriebsstörungen durch Brüche wichtiger Teile wie Kurbelwelle, Schwinghebel ein, so daß der Bau derartiger Lokomotiven nicht fortgesetzt wurde. Es ist bekannt, daß die direkte Übertragung den Nachteil besitzt, daß die Zugkraft bei Erniedrigung der Geschwindigkeit nicht erhöht werden kann, da der mittlere Druck im Dieselmotor nicht gesteigert werden kann. Das Aufladen des Dieselmotors ist allerdings schon wiederholt vorgeschlagen worden; bei kurzen Prüfstandversuchen, bei denen die Betriebssicherheit keine Rolle spielte, ist man auch hierin bereits ziemlich weit gegangen; im praktischen Betrieb hat man jedoch bisher aus wohlerwogenen Gründen, insbesondere um zu hohe Beanspruchungen zu vermeiden, nur Aufladungen bis ~ 15 v. H. angewendet.

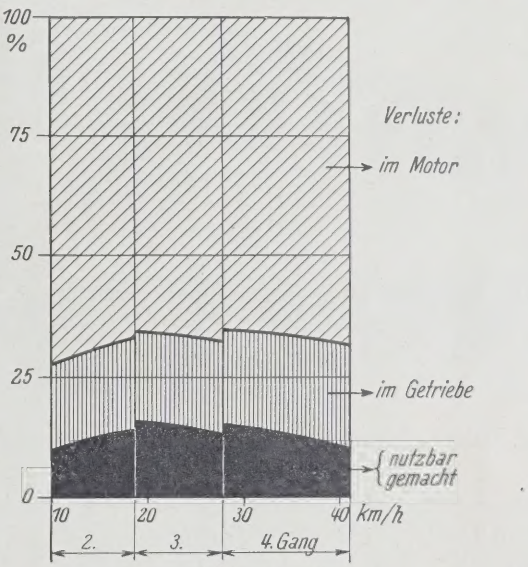



Abb. 1.
Wärmebilanz für eine 100 $PS_e$ B-Diesellokomotive der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit hydraulischer Kraftübertragung.

Die hydraulische Übertragung ist insbesondere in Europa (Deutschland, Österreich, Schweden) von einer Reihe von Firmen bis zu Leistungen von 400 $PS_e$ durchgeführt worden. Ihr Hauptnachteil, der ihrer Einführung bisher hindernd im Wege stand, ist der niedrige Übertragungswirkungsgrad. Abb. 1 gibt die Wärmebilanz für eine 160 $PS_e$ B-Lokomotive der Deutschen Reichsbahn wieder; daraus ist zu ersehen, daß die Wirkungsgrade (Leistung am Zughaken/Brennstoffwärme) kaum 15 v. H. überschreiten und im Durchschnitt nur bei etwa 13 v. H. liegen. Bei einer 400 $PS_e$-Lokomotive konnten sogar diese Wirkungsgrade nicht erzielt werden. Die entstehende Verlustwärme zwang zu großen Kühlerabmessungen, und außerdem stellten sich noch erhebliche Schwierigkeiten in der Wartung und Unterhaltung des Getriebes heraus.

Alles in allem zeigen die bisherigen Erfahrungen, daß hydraulische Getriebe sich nur bei kleinen Leistungen dort behaupten können, wo es auf guten Wirkungsgrad nicht ankommt und wo die entstehende Verlustwärme leicht abgeführt werden kann.

*) Vergl. auch die Aufsätze Witte und Wagner: „Die PS Diesel-Druckluftlokomotive der Deutschen Reichsbahn" D. I. Nr. 10 vom 8. 3. 1930, S. 289 und Dr. Geiger „Dieselnotive mit Druckluftübertragung" Z. V. D. I. Nr. 12 vom . 1930, S. 366.

Die elektrische Übertragung ist ohne Zweifel die bei allen bisherigen Diesellokomotiven weitaus am meisten angewendete Übertragungsart. Sie kann, wie die Erfahrungen bewiesen, als eine durchaus betriebssichere Übertragung angesehen werden, die noch dazu eine weitgehende Anpassung an die Zugkrafthyperbel ermöglicht. Der gute Wirkungsgrad und die bequeme Regelbarkeit sind ebenfalls Punkte, die ihre bisherige Bevorzugung gerechtfertigt erscheinen lassen. Bei Zusammenstellung mehrerer Diesellokomotiven oder Triebwagen spielt noch ein Umstand eine Rolle, den die elektrische Übertragung allen andern Übertragungen voraus hat: Die Lokomotive braucht nicht unbedingt immer an der Spitze des Zuges zu sein, man kann sie vielmehr an irgendeiner Stelle unterbringen und hat trotzdem an der Zugspitze die Reglung der Leistung in der Hand.

Allerdings stehen diesen Vorteilen auch eine Reihe von Nachteilen gegenüber, auf die im Interesse der Weiterentwicklung der Diesellokomotive hingewiesen werden muß:

Die elektrische Kraftübertragung ist erheblich schwerer als irgend eine andere. Es muß als Unding bezeichnet werden, wenn von elektrischer Seite manchmal verlangt wird, das Gewicht des Lokomotiv-Dieselmotors zu verringern, da das

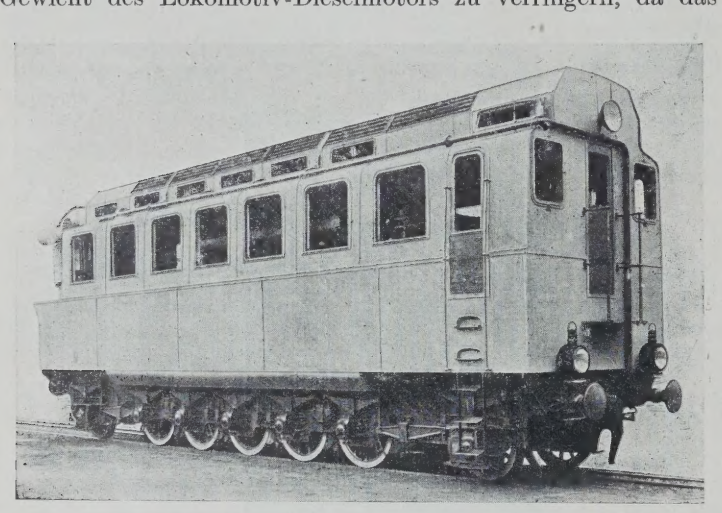


Abb. 2. Diesel-elektrische Lokomotive für Rußland mit M. A. N. Dieselmotor 1200 $PS_e$.

Gewicht des Motors allein ohnehin bei neuzeitlichen Motoren nur etwa 6 bis 8 % des gesamten Lokomotivgewichtes ausmacht, also gegenüber dem Gewicht der übrigen Teile nur eine ganz untergeordnete Rolle spielt. Viel wichtiger wäre es, das Gewicht der elektrischen Übertragung zu verringern.

Ein anderer Nachteil besteht endlich darin, daß neben den Unterhaltungswerkstätten für den lokomotiv- und den dieseltechnischen Teil noch eigene Unterhaltungswerkstätten mit besonderem Personal für den elektrischen Teil eingerichtet werden müssen. Für den Fall, daß ein sehr dichter Zugverkehr herrscht, mag dies eine geringere Rolle spielen; die Diesellokomotive ist aber gerade infolge ihres geringen Brennstoffverbrauchs und weil sie kein Wasser benötigt, für sehr weite — möglicherweise noch wasserlose — Strecken besonders geeignet. Da hier die Zugdichte regelmäßig viel geringer ist, so fallen wegen der geringeren Anzahl der Lokomotiven die Kosten derartiger Unterhaltungsanlagen verhältnismäßig mehr ins Gewicht. Abb. 2 zeigt als Beispiel einer großen dieselelektrischen Lokomotive jene von Lomonossoff mit einem 1200 $PS_e$ M. A. N. Dieselmotor. Sie ist seit Anfang 1925 in Rußland zwischen Moskau und Kursk in Dienst und hat sich als durchaus betriebssicher erwiesen. Der im Sommer notwendige Kühltender ist auf dem Bilde nicht dargestellt.

Die Getriebeübertragung, die beim Last- und Personenkraftwagen bereits in vielen Millionen angewendet wird, ist bei der Diesellokomotive, soweit größere Leistungen in F kommen, erst in einer einzigen großen Ausführung, näm einer im Jahre 1926 von der Hohenzollern A.-G., Düssel nach Rußland gelieferten mit einem 1200 $PS_e$-Motor M. A. N. versehenen Lokomotive im Betrieb. Abb. 3 ein Bild dieser Lokomotive.

Lediglich kleinere Lokomotiven bzw. Triebwagen bisher in größerer Zahl mit Zahnradübertragungen ausgeri worden. Im Gegensatz zum Kraftwagen hat man bishe allen Fällen die Zähne dauernd im Eingriff belassen Reibungskupplungen vorgesehen, die ein allmähliches Einrü und damit ein sanfteres Anziehen des Zuges gestatten so

Die Betriebserfahrungen mit den Getrieben sind n gleichmäßig; es sind u. a. ernste Schädigungen des Getri eingetreten. Wenn auch behauptet wird, daß an diesen Bedienungspersonal die Schuld trage, so scheint es doch gebracht, nach dieser Richtung hin eine gewisse Vorsich üben. Das soll natürlich nicht heißen, daß derartige Getr sich überhaupt nicht voll betriebssicher für große Leistun herstellen lassen, aber die Bedingungen, denen ein derar Getriebe im rauhen Lokomotivbetrieb unterworfen ist, denn doch um vieles ungünstiger als die Verhältnisse, u denen etwa Schiffsgetriebe gleicher Leistung zu arbeiten ha

Unter allen bisher bei Diesellokomotiven ausgefüh Kraftübertragungsarten hat das Zahnradgetriebe den höchs

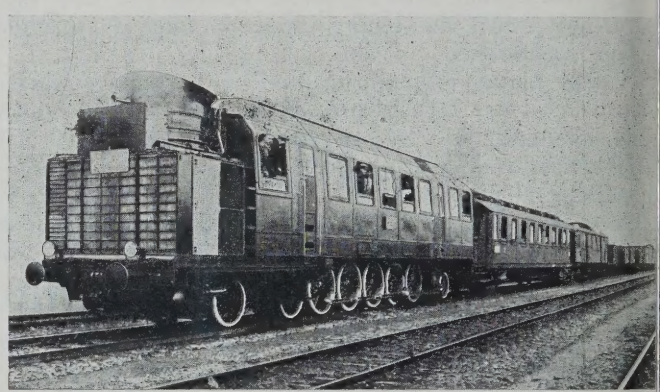


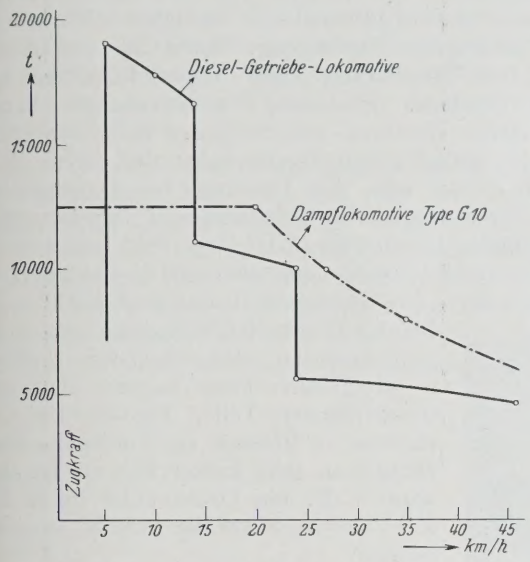
Abb. 3. Diesel-Getriebelokomotive für Rußland.

Wirkungsgrad. Dem steht allerdings als schwerwiege Nachteil gegenüber, daß man sich mit Zahnradübersetzu auch dann, wenn man vier oder fünf Stufen anwendet, n an die Zugkrafthyperbel anpassen kann. Bei der bereits nannten russischen Dieselgetriebelokomotive ergab sich sc in Abb. 4 dargestellte Zugkraftkennlinie. Zum Vergleich hierzu der Zugkraftverlauf für die in der Leistung in PS nähernd vergleichbare Reichsbahnlokomotive Typ G 10 wie gegeben. Man erkennt, daß die Zugkraft der G 10, abgese von Geschwindigkeiten unter 14 km/Std. stets mehr oder wen wesentlich über derjenigen der Dieselgetriebelokomotive l Die beträchtlich höhere Zugkraft der letzteren bei niedr Geschwindigkeiten ist aber praktisch ziemlich ohne Bel

Das Schalten derartig großer Getriebe erfordert erhel mehr Aufmerksamkeit seitens des Führers als etwa bei elektrischen Kraftübertragung. Die Erfahrungen mit der erwähnten in Rußland laufenden Dieselgetriebelokomo haben denn auch gezeigt, daß das Personal auf solc Strecken, wo viel geschaltet werden muß, die elektri Kraftübertragung vorzieht.

Die Übertragung durch gas- oder dampfförmige M ist von verschiedenen Seiten vorgeschlagen worden (siehe Zarlatti, Christiani, Kitson-Still). Die Lokomot sind auch in Versuchsausführungen gebaut worden; öffentlichungen hierüber sind vorläufig nicht bekannt gewor

diesem Grunde müssen wir uns bei unseren Ausführungen die Dieseldrucklokomotive der Deutschen Reichs-n beschränken, gebaut von der Maschinenfabrik Esslingen der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk sburg.




. 4. Zugkraftlinie der russischen Diesel-Getriebelokomotive.

Bei derselben wird Druckluft aus dem Freien angesaugt in einer Stufe auf 7 atü verdichtet. Die verdichtete Luft in einem Erhitzer durch die Auspuffgase des Dieselmotors höhere Temperatur gebracht und expandiert dann arbeits-end in normalen Lokomotivzylindern.

Kompressoren von der hier verlangten Luftliefermenge und dem hier geforderten ausnehmend hohen Luftlieferungsgrad liefen zuvor nur mit Drehzahlen in der Gegend von 100/Min., während hier erstmals auf eine Normaldrehzahl von 400/Min. und vorübergehend auf 450/Min. gegangen wurde. Etwas besonders neuartiges ist die Wassereinspritzung, die an die Stelle der üblichen Mantel- und Deckelkühlung tritt. Bei der hohen Drehzahl wäre, wie sich auch auf Grund von Versuchen gezeigt hat, die Mantelkühlung ohnehin nur sehr wenig wirksam

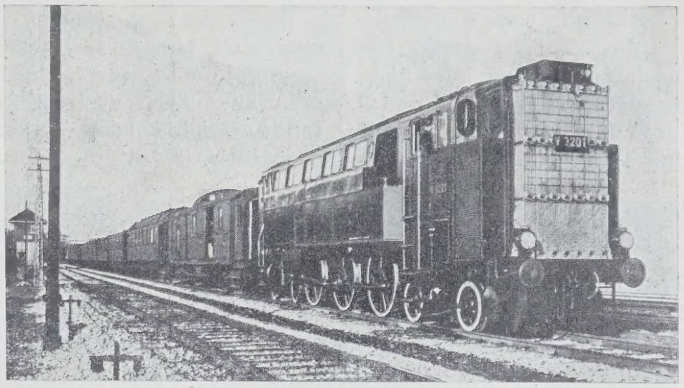


Abb. 5. Dieseldruckluftlokomotive der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft mit M. A. N.-Dieselmotor 1200 PSe.

gewesen; außerdem hätte sie die Aufstellung eines Kühlers zum Rückkühlen des Kühlwassers bedingt. Die Wassereinspritzung ermöglicht dagegen eine sehr viel wirksamere Kühlung, so daß nicht nur die Kompressionsarbeit erheblich verringert

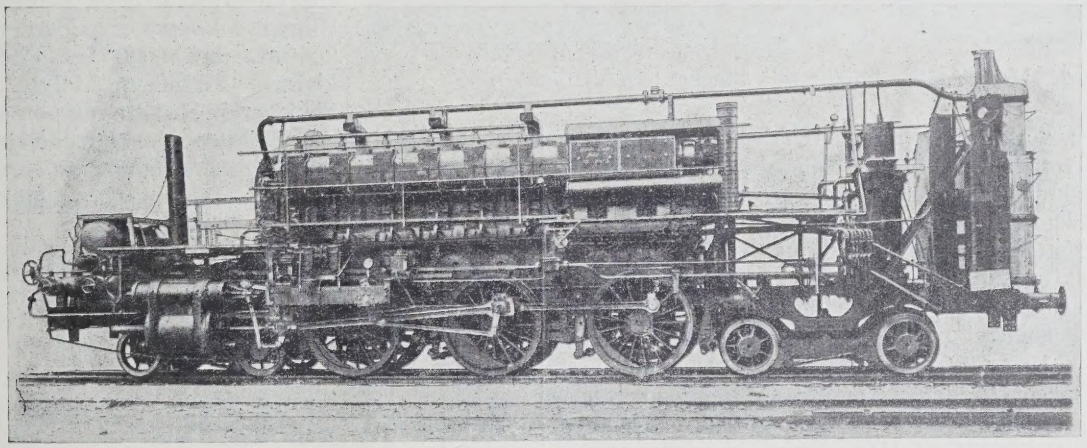


Abb. 6. Dieseldruckluftlokomotive ohne Kastenaufbau.

Abb. 5 zeigt die fertige Dieseldrucklokomotive, wobei der ler zu $^1/_3$ zugedeckt ist.

Abb. 6 zeigt die Lokomotive gelegentlich der Prüfstand-bungen ohne Kastenaufbau. Ganz links unten sind die motizvylinder. Oben in der Mitte ist der Dieselmotor, s davon der Kompressor und dann unter dem Luftansaug-en das Schaltrad. Ganz rechts ist der Kühler mit ilator. Abb. 7 zeigt den Dieselmotor samt Kompressor und leichten Schaltrad.

Während man bei der Erbauung der ersten diesel-rischen Lokomotive sich darauf beschränken konnte, ts vollkommen erprobte Teile wie Dynamo, Elektromotor Dieselmotor zu kombinieren, war bei der Dieseldruckluft-notive ein wesentlich weiterer Weg insofern notwendig, eue Elemente geschaffen und erprobt werden mußten. So insbesondere der Kompressor etwas durchaus neues dar.

wird, sondern auch die Kompressions-Endtemperatur beträchtlich niedriger und die Betriebssicherheit der Druckventile voll gewährleistet ist. Nachdem heute bereits mehrjährige Versuchserfahrungen, darunter dreiviertel Jahre auf der Strecke vorliegen, kann gesagt werden, daß sowohl der Kompressor für sich als auch die Lokomotive als Ganzes und hierbei insbesondere die Druckluftübertragung sich voll bewährt haben.

Bedenken, die hinsichtlich der Betriebssicherheit laut wurden, haben sich als vollständig gegenstandslos erwiesen.

1. Zu Ölexplosionen ist es nie gekommen, auch nicht bei einer Versuchsanordnung, bei der man elektrische Funken in der Druckluftleitung überspringen ließ. Die Gründe sind:

Die ganze Anlage ist so konstruiert, daß sich an keiner Stelle ein sogenannter Ölsumpf oder auch nur eine geringe Anreicherung von Öl bilden kann.

Infolge der Wassereinspritzung in den Kompressor sind dort die Temperaturen so niedrig, daß trotz sparsamer Schmierung etwa hochgeschleudertes Öl nicht verdampft und mit dem Luftstrom mitgerissen wird, während kurz hernach im Erhitzer die Strömungsgeschwindigkeiten und außerdem durch die heißen Auspuffgase die Temperaturen bereits so hoch sind, daß sich etwa doch mitgerissenes Öl nicht niederschlagen kann.

Es hat sich auch stets bei jeder Revision gezeigt, daß die Wandungen des Erhitzers und der sonstigen Leitungen praktisch trocken waren.

2. Störungen durch Eisbildung sind ebenso bei keiner Betriebsbedingung, auch nicht beim Anfahren im kalten Winter eingetreten. Die aus den Lokomotivzylindern austretende, durch die Expansion abgekühlte Luft hat vielmehr immer noch eine Temperatur von 100° C und darüber.

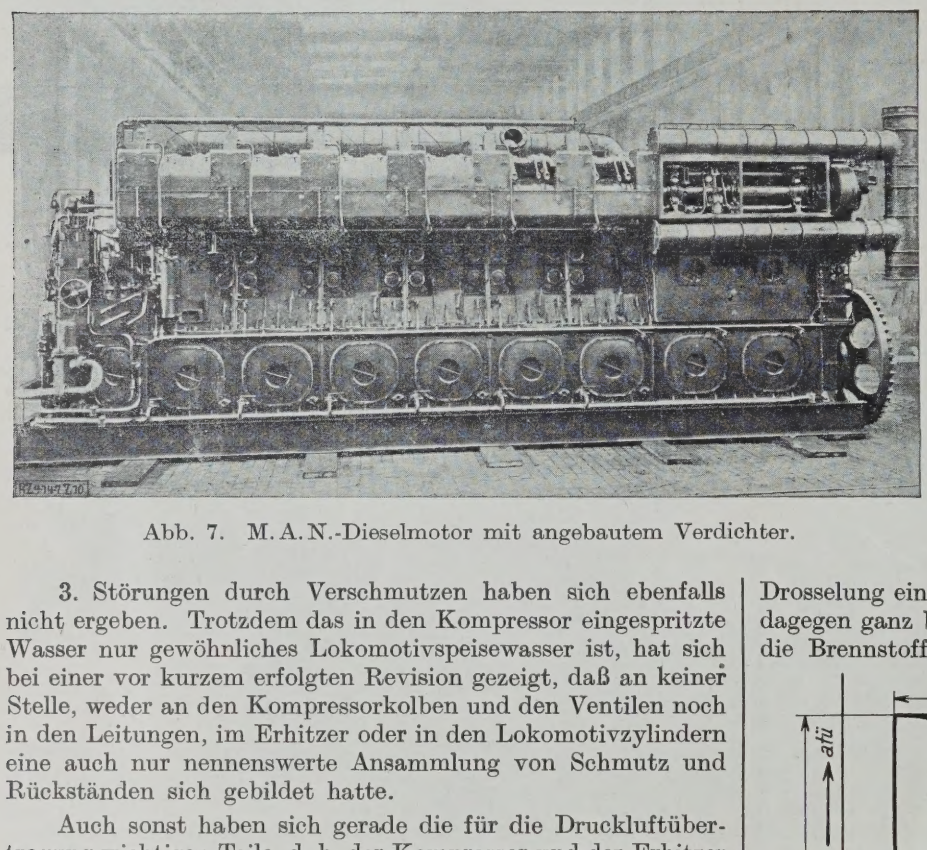


Abb. 7. M.A.N.-Dieselmotor mit angebautem Verdichter.

3. Störungen durch Verschmutzen haben sich ebenfalls nicht ergeben. Trotzdem das in den Kompressor eingespritzte Wasser nur gewöhnliches Lokomotivspeisewasser ist, hat sich bei einer vor kurzem erfolgten Revision gezeigt, daß an keiner Stelle, weder an den Kompressorkolben und den Ventilen noch in den Leitungen, im Erhitzer oder in den Lokomotivzylindern eine auch nur nennenswerte Ansammlung von Schmutz und Rückständen sich gebildet hatte.

Auch sonst haben sich gerade die für die Druckluftübertragung wichtigen Teile, d. h. der Kompressor und der Erhitzer als vollkommen betriebsicher gezeigt. Die entgegenstehenden Bedenken haben sich sämtlich als irrig erwiesen. So wurde z. B. von einer Seite befürchtet, daß der Erhitzer durch die hohen Temperaturen und gleichzeitig die starken Erschütterungen undicht werden würde; demgegenüber haben sich bisher überhaupt noch nie Undichtheiten an demselben gezeigt, trotzdem mit der Lokomotive bereits mit über 90 km, also mit einer um über 35 km über der normalen liegenden Geschwindigkeit gefahren wurde.

Das gleiche gilt z. B. bezüglich des Brechens von Druckventilplatten und des Lahmwerdens der zugehörigen Federn. Es sind jetzt noch sämtliche Platten und Federn im Betrieb, die im Herbst 1928 eingebaut worden waren und sie haben, wie eine vor kurzem erfolgte Revision ergab, noch keinerlei Spuren von Anrissen oder von Nachlassen der Federkraft gezeigt.

Auch alle sonstigen Teile haben den Betrieb ohne Störung ausgehalten.

Ein wichtiger betrieblicher Vorteil der Druckluftübertragung — etwa gegenüber der elektrischen — ist, daß bei ihr nur Teile vorkommen, die einem gewöhnlichen Dampflokomotivführer oder einem Dieselmaschinisten ganz geläu sind wie Kolben, Lager, Ventile. In einer Reparaturwerkstä die für den dieseltechnischen Teil bereits vorhanden ist, k man alle diese Teile ebenfalls bei Abnützung in Ordn bringen; man braucht also bei der Druckluftübertragung Gegensatz zur elektrischen keine besonderen Werkstätten Instandhaltung der Übertragung. Dieser Umstand ist beson wichtig bei Verwendung einer Diesellokomotive in ü seeischen Ländern. In diesem Zusammenhange sei noch einen anderen Umstand hingewiesen. Bei dieselelektrisc Lokomotiven sind schon Zerstörungen der Anker der A Antriebsmotoren oder der Dynamo, bei Dieselgetriebelo motiven Zerstörungen von Getrieberädern vorgekommen. artige Schäden lassen sich in Übersee nicht reparieren un dauert Monate, bis Ersatz eingetroffen und die Lokomotive wi fahrtbereit ist. Im Gegensatz hierzu sind Schäden, wie bei der Druckluftübertragung zwar noch n vorgekommen, aber wenigstens denkbar — Heißlaufen eines Lagers, Undichtwer irgendwelcher Teile, Ventilbrüche — s mit den in Übersee zur Verfügung stehen Mitteln in sehr kurzer Zeit zu beheben. kann z. B. ein Druckventil in 10 Minu d. h. also auch auf der Strecke ausgewech werden.

Die Regulierbarkeit ist eine denk vollkommene und übertrifft sogar jene Dampflokomotive und der dieselelektrisc Lokomotive. Erstere insofern, als bei Dampflokomotive nur die Füllung geän werden kann und dies eine ziemliche K erfordert, weshalb die Lokomotivführer hä die unwirtschaftliche Drosselregulierung Hilfe des Lokomotivreglers vorziehen. D kommt, daß auch bei Füllungsreglung kleinen Füllungen infolge der gerin Schieberkanaleröffnung von selbst eine sta Drosselung eintritt. Bei der Druckluftübertragung kann dagegen ganz bequem durch Drehung an einem kleinen H die Brennstoffüllung des Dieselmotors und damit die D

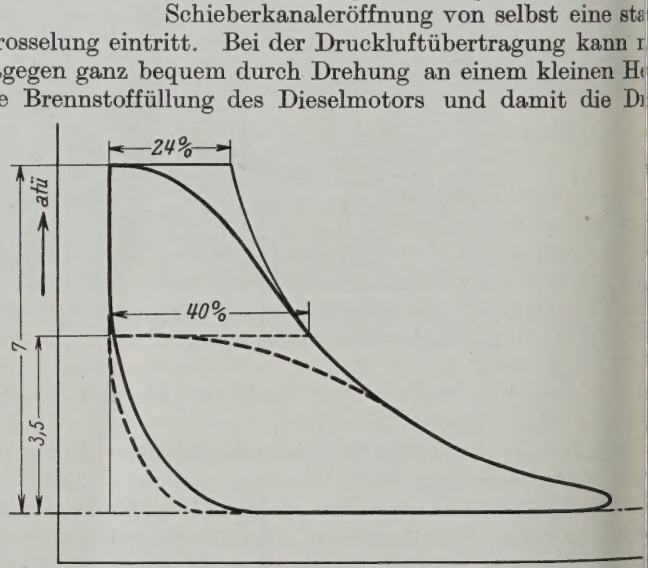


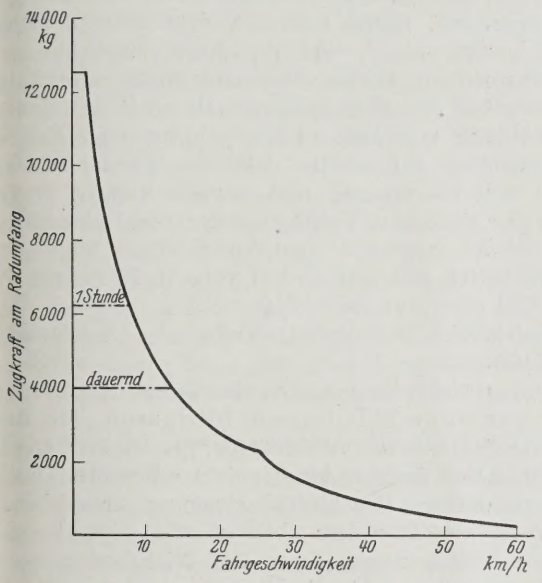

Abb. 8. Druckdiagramm der Diesel-Druckluftlokomotive.

zahl des Motors bzw., und darauf kommt es an, den L druck verändern. Man kann so immer mit dem wirtschaft günstigsten Druck fahren und braucht nicht den Luftdr abzudrosseln. Am besten erkennt man die Verhältnisse Abb. 8. Für 7 atü sei die günstigste Füllung 24%. Es jene, bei welcher die Expansion bis nahe auf die Atmosph erfolgt. Will man einen geringeren mittleren Druck, erniedrigt man in erster Linie den Einströmdruck — etwa 4 atü, verringert aber nicht die Füllung, sondern vergrößert auf 40% — und kommt so wieder auf die gleiche Expansio

Man vermeidet auf diese Weise die kleinen, starke elung bzw. hohe Kompression mit sich bringenden ngen und ebenso die Schleifenbildung am Ende der Ex- on bzw. der Kompression.

Bei der Dampflokomotive wäre das Erniedrigen des ldruckes nicht möglich, weil man denselben, wenn man Druck braucht, nicht rasch genug erhöhen kann. Bei Dieseldruckluftlokomotive dagegen vollzieht sich die Er- g auch dann in 3 bis 5 Sek., wenn vorher überhaupt Druck vorhanden war.

Bei der elektrischen Kraftübertragung ist die Regulierbar- einerseits dadurch begrenzt, daß man bei hoher Ge- ndigkeit die Spannung (Volt) nicht weiter erhöhen kann. ann freilich sagen, daß man bei der Druckluftübertragung asspannung auch nicht beliebig erhöhen kann, da aber ektrische Übertragung sich wesentlich schwerer als die luftübertragung baut, so muß man bei ihr von Anfang an oberste betrieblich zulässige Grenze gehen und ist in-




. Zugkraft-Kennlinie einer dieselelektrischen Lokomotive.

essen bei hohen Zuggeschwindigkeiten in der mit Rück- auf die Erzielung einer großen Leistung erwünschten en Erhöhung beengt und bekommt abhängig von der windigkeit ein Leistungsbild nach Abb. 9. Bei niedrigen windigkeiten ist zwar die Spannung niedrig, dafür aber romstärke sehr hoch; infolgedessen erwärmen sich bei Last die Anker der Achsantriebsmotoren, weshalb man Steigungen nicht mit großem Zuggewicht befahren Bei der Druckluftübertragung gibt es eine derartige uzung nicht. Man stellt einfach neben dem großen uck auch große Füllung in den Lokomotivzylindern ein ann damit beliebig lange Steigungen befahren.

er thermische Wirkungsgrad, bezogen auf die Zug- eistung liegt in derselben Gegend wie bei der elektrischen bertragung. Einzelheiten hierüber seien dem offiziellen t des Versuchsamtes Grunewald der Deutschen Reichs- rbehalten.

sei aber ausdrücklich erwähnt, daß bei der Konstruktion ieseldruckluftlokomotive das Ziel nicht der höchst- he thermische Wirkungsgrad war, sondern bequemere g und unbedingte Betriebsicherheit verbunden mit en Anschaffungskosten, d. h. also höchster wirt- licher Wirkungsgrad.

dauerlich ist, daß über Diesellokomotiven einwandfreie, sich gut vergleichbare Messungen der Zughaken- ng nicht vorhanden sind. Die Messungen in Amerika, dieselelektrischen Lokomotiven durchgeführt wurden, beziehen sich auf Strecken mit wechselndem Gefälle und Steigungen, bei denen also von einem Beharrungszustand nicht gesprochen werden kann. Die Messungen von Lomonossoff an der Ende 1924 nach Rußland gelieferten dieselelektrischen Lokomotive mit einem 1200 $PS_e$ M.A.N.-Dieselmotor wurden auf einem stationären Lokomotivprüfstand vorgenommen, bei welchem der Luftwiderstand, der Widerstand der Laufräder und die Spurkranzreibung wegfielen.

Bei der ebenfalls nach Rußland gelieferten Diesellokomotive mit Getriebeübertragung von der Hohenzollern-A.-G. mit 1200 $PS_e$ M.A.N.-Dieselmotor sind zum ersten Male auf der Strecke Messungen im Beharrungszustande durchgeführt worden. Allerdings waren diese Versuche infolge der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit nicht so ausführlich, daß sich damit ein nach jeder Richtung hin vollständiges Bild über das Verhalten der Lokomotive mit Getriebeübertragung gewinnen lassen würde.

Wirklich vollständige Messungen sind erst von der Deutschen Reichsbahn mit der Dieseldruckluftlokomotive durchgeführt worden.

Ohne der offiziellen Veröffentlichung der Deutschen Reichsbahn vorgreifen zu wollen, sei doch bereits auf folgendes aufmerksam gemacht: Da die ebengenannten drei Lokomotiven

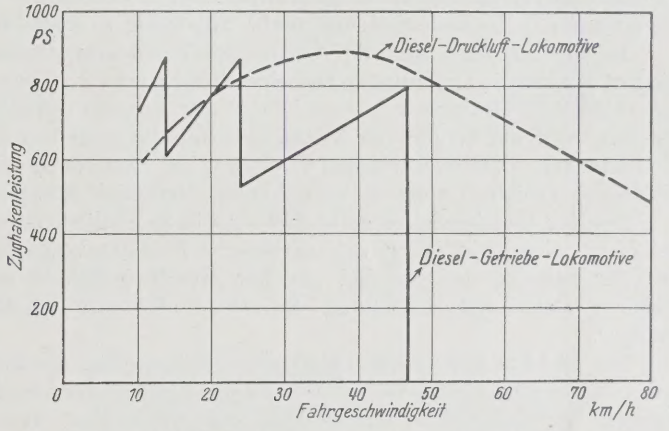



Abb. 10. Zughakenleistungsdiagramme der Dieselgetriebelokomotive und Dieseldruckluftlokomotive.

mit demselben 1200 $PS_e$ M.A.N.-Dieselmotor mit 450 mm Zylinderdurchmesser, 420 mm Hub ausgerüstet sind, lassen sich wichtige Vergleiche gewinnen. Allerdings muß berücksichtigt werden, daß bei der dieselelektrischen und der Dieselgetriebelokomotive die Motoren mit Lufteinblasung des Brennstoffes, bei der Dieseldruckluftlokomotive dagegen der Motor mit luftloser Brennstoffeinspritzung arbeitet.

Abb. 10 zeigt für die Dieselgetriebelokomotive das Zughakenleistungsdiagramm. Danach ist die mittlere Zughakenleistung 629 $PS_e$ und die größte 871 $PS_e$. Der mittlere indizierte Druck war hierbei 8,3 at, also bereits ungewöhnlich hoch.

Abb. 10 zeigt ebenfalls für die Dieseldruckluftlokomotive einige im Beharrungszustand gewonnene Meßpunkte über die Zughakenleistung für Geschwindigkeiten zwischen 30 und 80 km. Die durchschnittliche Zughakenleistung ist danach 635 $PS_e$, die maximale 890 $PS_e$. Es liegen also die Zughakenleistungen bei der Druckluftlokomotive eher höher als bei der Getriebelokomotive. Freilich darf man daraus noch nicht schließen, daß nun auch der thermische Wirkungsgrad höher als bei der Getriebeübertragung ist, da bei letzterer der Motor mit Drucklufteinblasung des Brennstoffes arbeitet, also auch noch die Luftpumpenarbeit aufzubringen hat. Die Kurven beweisen auf jeden Fall die bessere Ausnützungsfähigkeit einer Diesellokomotive mit Druckluftübertragung, weil bei ihr die Zughakenleistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit eine stetig verlaufende Kurve ist, während sie bei der Getriebeübertragung einen treppenförmigen Verlauf

mit zwei tiefen Einsenkungen besitzt. Man ist für eine bestimmte Zuggeschwindigkeit bzw. Zughakenleistung nicht wie bei der Zahnradübersetzung an eine bestimmte Dieseldrehzahl gebunden, sondern kann die wirtschaftlich jeweils günstigste Drehzahl einstellen.

Daß die Zughakenleistung der Dieseldruckluftlokomotive bei hoher Geschwindigkeit abfällt, hängt damit zusammen, daß bei hoher Geschwindigkeit der Wirkungsgrad der Druckluftübertragung infolge der Drosselungen im Schiebergehäuse etwas schlechter wird. Die wichtigste Ursache ist aber natürlich der wesentlich höhere Luftwiderstand bei 80 km. Vergleicht man, auf gleiche Geschwindigkeit bezogen, die Zughakenleistung beider Lokomotiven, so weist auch bei der höchsten Geschwindigkeit, für die bei der Dieselgetriebelokomotive ein Meßwert vorliegt, nämlich bei 45 km, die Druckluftübertragung eine größere Leistung auf. Für diese Geschwindigkeit ist nämlich die gemessene höchste Zughakenleistung der 1200 PS-Dieselgetriebelokomotive 794 PS, während sie bei der 1200 PS-Dieseldruckluftlokomotive gemäß der Kurve bei 860 PS liegt.

Da die Getriebeübertragung einen besseren Wirkungsgrad als die elektrische Übertragung aufweist, so ist es auch ohne Vorhandensein von unmittelbar vergleichbaren mit der letzteren auf der Strecke gewonnenen Versuchswerten klar, daß die Druckluftübertragung auch gegenüber der elektrischen in bezug auf die Zughakenleistung nicht ungünstig abschneidet.

Im übrigen kann man auf Grund der Versuchsergebnisse, die mit der bereits angeführten Dieselgetriebelokomotive sowohl am ortsfesten Prüfstand als auch auf der Strecke erhalten wurden, und auf Grund der Versuchswerte, die man mit der gleichstarken dieselelektrischen Lokomotive am ortsfesten Prüfstand erhielt, zu einem brauchbaren Vergleich kommen.

Bei der Getriebelokomotive betrug die Zughakenleistung bei 24 km Geschwindigkeit am stationären Prüfstand 920 $PS_e$, auf der Strecke dagegen bei gleicher Geschwindigkeit und gleicher Dieselbrennstoffüllung 834 $PS_e$, also um 86 $PS_e$ weniger.

Bei 45,4 km betrug bei der gleichen Lokomotive die Zughakenleistung am stationären Prüfstand 860 $PS_e$, auf der Strecke dagegen 794 $PS_e$, d. h. um 66 $PS_e$ weniger, wobei wieder wie im vorhergehenden Falle die gleiche Geschwindigkeit und die gleiche und zwar die größte überhaupt angewendete Füllung zugrunde gelegt ist. Nimmt man nun an, daß der Unterschied in der Zughakenleistung zwischen Prüfstand und Strecke bei der dieselelektrischen Lokomotive bei gleicher Geschwindigkeit und gleicher Füllung gleich groß wie bei der gleichstarken Getriebelokomotive ist, so erhält man auf der Strecke auf Grund der Resultate am ortsfesten Prüfstand für die dieselelektrische Lokomotive

bei 20 km eine Zughakenleistung von . . . . 755 $PS_e$
bei 40 km „ „ „ . . . . 795 $PS_e$

Bei der Dieseldruckluftlokomotive dagegen
bei 20 km eine Zughakenleistung von . . . . 775 $PS_e$
bei 40 km „ „ „ . . . . 806 $PS_e$

Selbst wenn bei der Druckluftübertragung der W der Arbeit der Einblaseluftpumpe berücksichtigt wird, sie in bezug auf die Zughakenleistung mit der dieselelekri Übertragung durchaus in Wettbewerb treten.

Noch günstiger für Diesel-Drucklokomotive liegen di hältnisse unter Berücksichtigung der Gewichts- und Preis

Das Gewicht der Druckluftübertragung ist erh geringer als dasjenige anderer Übertragungsarten. Be auf das Gewicht des Dieselmotors wiegt die elektrische tragung 200% und noch mehr. Lomonossoff, ein beka Lokomotivfachmann und warmer Befürworter der elektri Übertragung rechnet sogar mit einem Gewicht von 30 kg/P letztere, d. h. mit 230% des Motorgewichtes. Demgege beträgt das Gewicht der Druckluftübertragung nur 83% Motorgewichtes bei der ausgeführten Dieseldruckluft motive. Bei Neuausführungen ließe sich dieses Gewicht weiter verringern. Einige Gründe hierfür seien kurz angef Mit Rücksicht darauf, daß die Kompressorkühlung Wassereinspritzung etwas vollständig Neues war, hatte vorsichtshalber den Kompressor auch noch mit Mantel- Kolbenkühlung versehen. Ebenso hatte man eine W reinigungsanlage aufgestellt. Alle diese Vorsichtsmaßna erwiesen sich als unnötig und werden künftig weggela

Mit der wichtigste Faktor bei der Wahl einer Kraft tragung ist die Frage nach den Anschaffungskosten. selben verhalten sich auf Grund von Ausführungen für ganze Lokomotive wie folgt:

| Dieselelektrisch | Dieselgetriebe | Dieseldrucklu |
|---|---|---|
| 100 | 82 | 63 |

Wie man sieht, ist demnach eine Dieseldruckluftl motive ganz entschieden am billigsten. Mit Rück auf die am Schlusse des Abschnittes: „Gewichte" angefü Gründe wird sich übrigens künftighin das Verhältnis noch mehr zugunsten der Druckluftübertragung verschieben. kommt, wie bereits weiter oben erwähnt, im Gegensat anderen Übertragungssystemen der Nichtbedarf beson Reparaturwerkstätten für die Übertragung, was sich eb in einer wesentlichen Verbilligung der Anschaffungsk auswirkt.

Der Einführung der Diesellokomotive stand bisher, solange man an der elektrischen Übertragung festhielt hoher Anschaffungspreis hindernd im Wege. Das ist nun mit der Einführung der Druckluftübertragung anders gew und es steht, nachdem ihre unbedingte Betriebssiche bereits erwiesen ist, zu erwarten, daß man nunmehr sic umfangreichen Anwendung des Dieselmotors als Eisenb betriebsmittel entschließen wird.

# Die Mechanisierung des Postbetriebes im Verkehr mit der Eisenbahn.

Von Oberregierungsrat Prof. Dr. Ing. **Schwaighofer**, München.

## I. Vorbemerkung.

Ausschlaggebend für Erfolge im Eisenbahn-Postbetrieb sind Anordnungen der einzelnen Bahn- und Postdiensträume zum Erzielen kürzester Arbeitswege, Gesamtausrüstungen der Bahn- und Postbetriebsmittel, insbesondere Anordnungen der Postbahnhöfe usw., Be- und Entladeeinrichtungen, der Karrentypen, Behälter usw., jeweils nach neuesten technischen und betriebswissenschaftlichen Systemen, rechtzeitige, billige und klare Zufuhren und Ableitungen der Postsendungen, einfache Rechnungsverfahren, dienstanspornende Entlohnungsmethoden, geeignete Lagerhaltungen, übersichtliche, unstarre Dienstanweisungen u. dergl. Daß alle Kopf- und Handarbeiter sorgfältig ausgelesen, angelernt, ausgebildet und weitergeschult werden müssen, ist ebenso selbstverständlich, wi inniges Zusammenwirken zwischen den Betriebsleitur und den ausführenden Hilfskräften. Für den gesa Eisenbahn-Postdienst sind die vorteilhaftesten Arbe bedingungen und Geräte zu beschaffen sowie das brau barste Personal heranzuziehen, um unter Schonung Menschenkräfte und bei kleinstem Betriebskapital größte N barmachung der Transporteinrichtungen zu erreichen.

Zwischen dem Fließbetrieb, wie er aus der Fö technik großer Industriewerkstätten bekannt ist, un Reihenarbeit bei der Post, insbesondere in derem Ge seitigkeitsverkehr mit der Bahn bestehen mancherlei U schiede. In großen Fabriken ist überwiegend Gle förmigkeit des Transportes gegeben und zwar sowohl

ch der Gestalt als auch in bezug auf Gewicht und nabmessungen der von Arbeitsstelle zu Arbeitsstelle zu lernden Stücke; ferner bilden Gleichmäßigkeiten im chen Verlauf die Regel. Im Eisenbahn-Postbetriebe lie verschiedenartigsten Gegenstände größten und ten Ausmaßes zu transportieren; dabei wechseln Stunden ger Leistung oder vollständiger ebsruhe mit regelmäßigen oder außergewöhnlichen Verkehrs- en ab. Gerade diesen Höchst- ungen müssen die Mechanisierungs- n angepaßt sein; damit steht und nicht selten die Wirtschaftlichkeit inellen Transportvollzuges sowohl neren Postdienst als auch in dessen mmenhang mit dem Eisenbahnverkehr.

### nderbeispiele von Mechanisierungen r Deutschen Reichspostverwaltung nmittelbaren Anschluß an Post-ladeanlagen.

ber Transporteure usw. für den in ntern eingehenden bzw. abgehenden ransitierenden Verkehr habe ich in m Buche über „Postbetriebs- anik", Das Förderwesen in neuzeit- Postbetrieben größerer Städte n s e n - Verlag, Wittenberg 1927, II, Seite 19 ff.) ausführlich berichtet. sei lediglich auf einige Mechani- gen in der unmittelbaren Verkehrs- klung zwischen Bahn und Post hingewiesen, insoferne uktive Neuerungen in Frage stehen.

### Führerlose Postuntergrundbahn des PA 2 München.

n Jahre 1910 wurde von den Siemens-Schuckertwerken Verbindung des Nordausgangs des Münchener Haupt- ofs mit dem benachbarten Zentralbriefpostamt (PA 2) und zwar eine zweigleisige Untergrundbahn (Eisenbeton- ). Diese führerlose Postuntergrundbahn, welche z. T. llich wurde für die in L o n d o n , L u z e r n , Z ü r i c h usw. en Bahnanlagen ähnlicher Art, besitzt drei Stationen 50 und 80 m Abstand. Eine Station liegt im Münchener bahnhof (nördliches Posttunnel-Ende), eine zweite in riefabfertigungsstelle und eine dritte in der Zustell- ung des Zentralbriefpostamtes München (Abb. 1).

er lichte Raum des rechteckigen Tunnelquerschnittes e Doppelgleisanlage (vergl. Abb. 2) ist rund $2\frac{3}{4}$ m² n hoch und 2,34 m breit); für den vertieften Gleis- engang (nur während der Betriebspausen begehbar) en im Profil etwa 0,3 m² in Betracht (60 cm Höhe, Maximalbreite); also bemißt sich der Gesamtquerschnitt d 3 m². Auf jedem der beiden Gleise von 45 cm Spur- fährt der aus einer zweiachsigen Drehstrom-Nieder- ngslokomotive (3 PS Motor, 155 Volt, 50 Perioden) und s sechs kofferförmigen, vierrädrigen Wagen bestehende Abb. 3), etwa mit ungefähr 4 m/Sek. Geschwindigkeit. ie Lokomotive ist wegen des besseren Anfahrens und s in der Mitte des Zuges angeordnet. Die Fahrzeit für samtstrecke von 330 m beträgt rund $1\frac{1}{2}$ Minute (also Std.). Die größte Steigung der Bahn beträgt 4%, der e Krümmungshalbmesser ist 25 m. Das Höchstlade- t eines Wagens ist 150 kg; das Lokomotivgewicht beläuft f 900 kg, das Wagengewicht auf je 150 kg.

n im Kellergeschoß des Hauptbahnhofs München keine tungen zum Umsetzen der Züge vorhanden sind, diese auf jedem Gleis hin- und zurückfahren (ein-gleisiger Pendelbetrieb). Das Einholen und Aufeinanderfahren der Züge wird durch elektrische Blockeinrichtung verhindert; ebenso erfolgt das Bremsen und Anhalten der ohne Führer fahrenden Züge selbsttätig. Für den Zu- und Abtransport der Handkarren (mit Briefbeuteln oder Paketen) dienen sowohl für den Posttunnelanschluß zur Untergrundbahn als auch

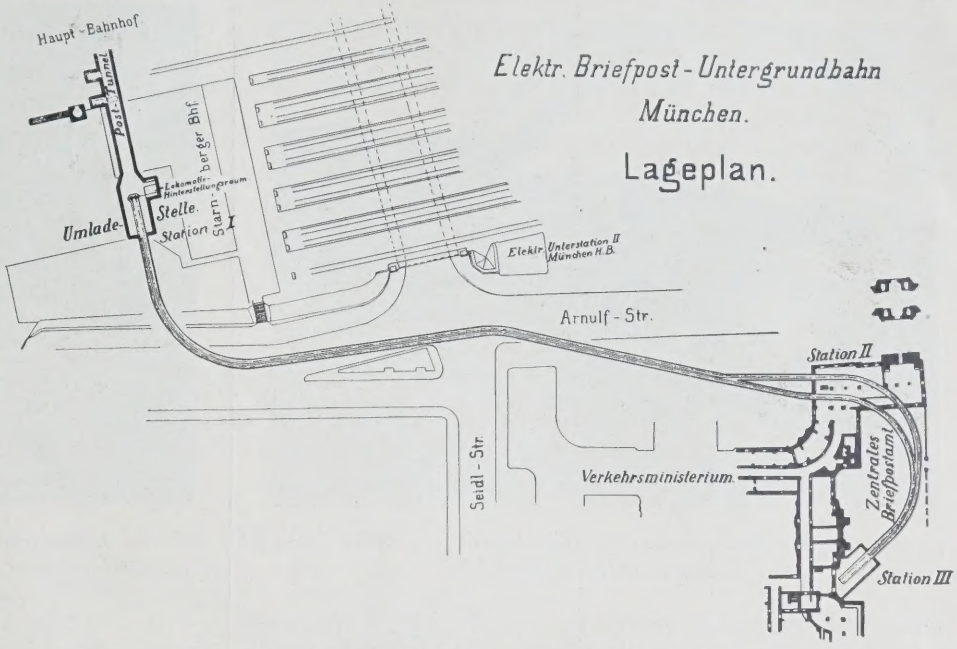



Abb. 1.

zu den Packkammern des PA 3 München hydraulische Aufzüge.

Um die Briefbeutel der elektrischen Untergrundbahnstation III (im Keller der BZ) ohne handbetriebliches Umladen

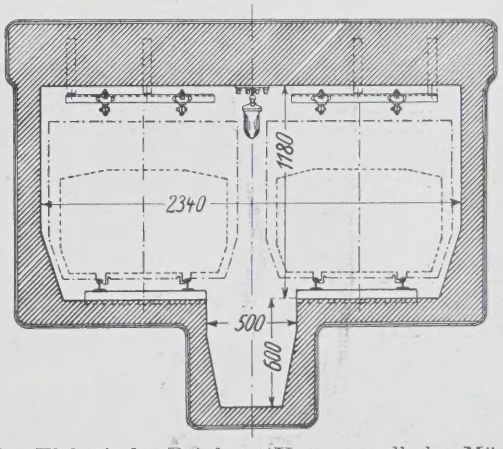



Abb. 2. Elektrische Briefpost-Untergrundbahn München.
Tunnelquerschnitt.
-·-·-·- Umgrenzung des lichten Raumes.
– – – – – „ der Lokomotive.

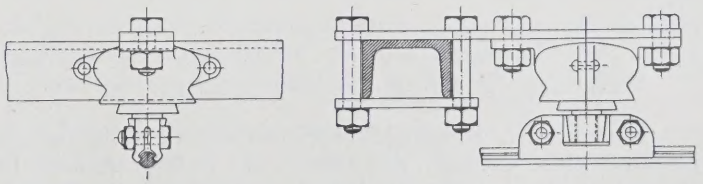


Abb. 2a. Fahrdrahtaufhängung.

auf Karren, in Aufzüge usw., selbsttätig zum Übernahmetisch der BZ zu transportieren, ist die führerlose Elektro-Untergrundbahn (für die Briefbeutelbeförderung vom

Hauptbahnhof zum Zentralbriefpostamt München) 1925 nach folgenden Gesichtspunkten ergänzt worden.

Bei der Untergrundbahn sind von den vier einfahrenden Wagen die zwei vorderen so ausgebildet, daß durch mechanisches Kippen die Postsäcke aus den Wagen herausfallen. Um dies zu erreichen, ist die dem Förderband zugekehrte

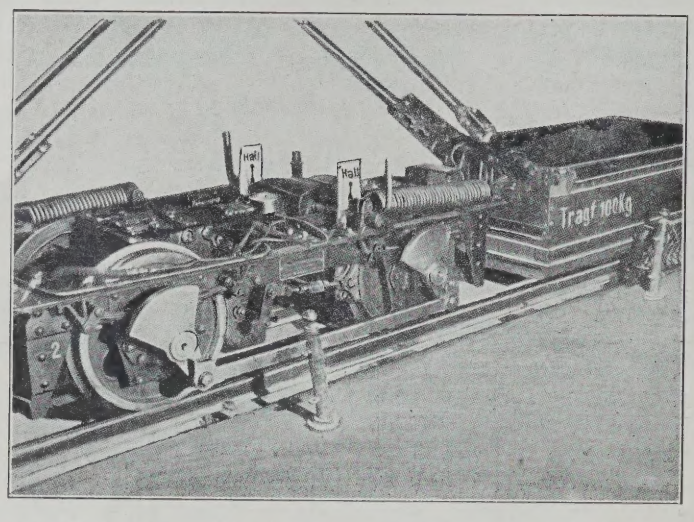



Abb. 3. Antriebmaschine bei der elektrischen Briefpost-Untergrundbahn in München.

Seitenwand des Kastenwagens an den mit dem Fahrgestell starr verbundenen Stirnwänden hochklappbar gelagert. Durch die Kippbewegung erhält der Kastenboden eine Schräglage, wobei gleichzeitig die erwähnte Seitenwand mittels Gestänge bzw. Kniehebel nach außen gedrückt wird und dadurch den für das Abrutschen der Postsäcke nötigen Raum freigibt. Die Kraft für die Kippbewegung ist infolge günstiger Gleichgewichtsanordnung auf das geringstmögliche Maß beschränkt. Das Schließen des Wagenkastens vollzieht sich selbsttätig.

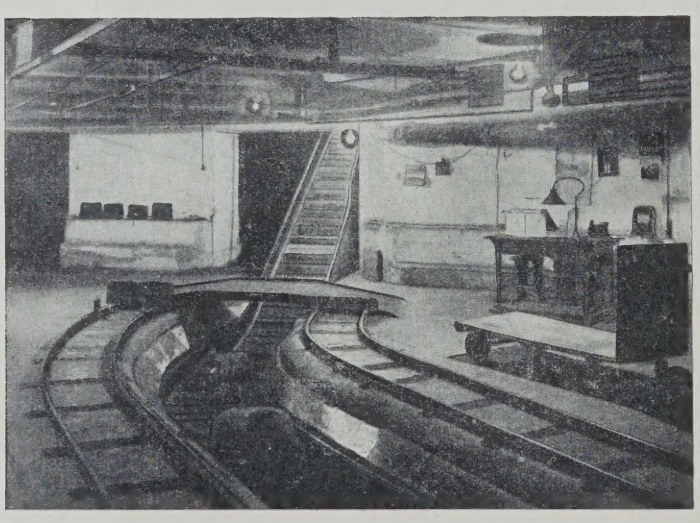


Abb. 4. Führerlose Elektro-Untergrundbahn. Darstellung der Sende- und Empfangsstelle III einschließlich Verbindungstransporteur zur BZ im Zentralbriefpostamt München.

Die aus den Kippwagen herausfallenden Postsäcke gelangen in einen zwischen den Gleisen der Untergrundbahn (in Haltestelle III) befindlichen Kanal, in dem sich ein Plattenband (Brettransporteur) bewegt (Abb. 4 und 5). Dieses besitzt, entgegen den übrigen, zur Briefbeutelbeförderung von und zum Posthofe dienenden, Plattenbändern des PA 2, nur eine Kette, an der die Holzleisten mit ihren beiderseitigen Rollen befestigt sind (kurvenbeweglicher Förderer). Da die Pl in verschiedenen Ebenen geführt werden müssen, um zontale und schräg ansteigende Kurven nacheinander d laufen zu können, wurde eine Kreuzgelenkkette gewählt es gestattet, das Zugorgan in verschiedenen Ebenen zu

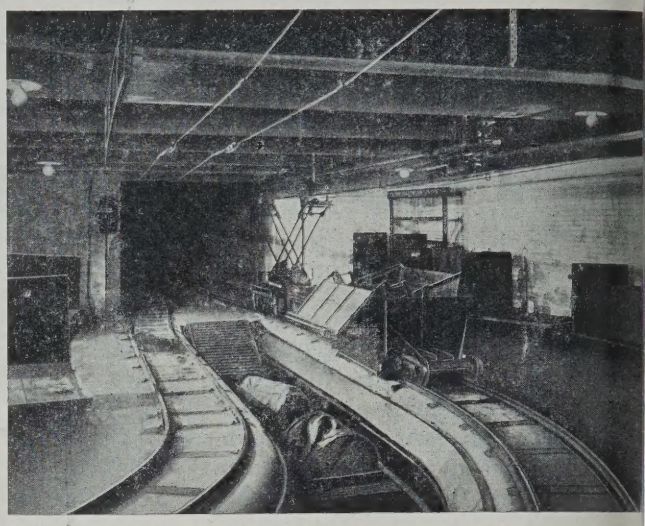


Abb. 5. Untergrundbahnstation III mit mechanisch kippe Tunnelbahnwagen und mit Verbindungstransporteur zur B Zentral-Briefpostamt München.

wegen. Der Transporteur ist in einem eisernen Gestell gebaut. Der Antrieb besteht aus einem Motor mit Schne getriebe (direkt gekuppelt). Die Welle des Schnecken trägt gleichzeitig das Antriebsrad des Transporteurs. Antrieb entgegengesetzt ist eine Spannstation eingeric mit der durch Spannspindeln die Kette jederzeit in der nö

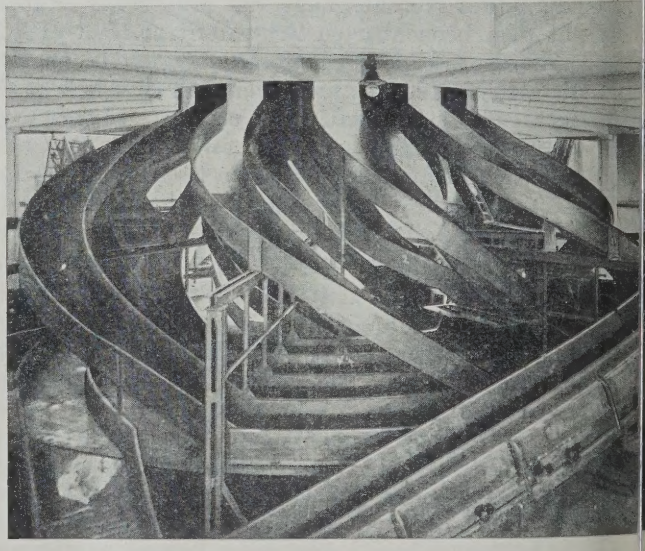


Abb. 6. Bauabschnitt bei der Konstruktion der Paketverteil turbine für das neue Paketzustellamt in München.

Spannung gehalten wird. Die in der Untergrundbahnstatio mechanisch aus den Kippwagen auf den Verbindungst porteur zwischen Untergrundbahn und dem Plattenband Posthof zur Briefzustellabteilung (BZ) geworfenen Säcke we auf den Übernahmetisch dieser Dienststelle geleitet, so mittels Sackförderers (Kettentransporteur, an der Decke Erdgeschosses angebracht) zu einer Entstaubungsanlage

ht, von der die gereinigten Briefbunde usw. einem Sortier- l (Lesegurt) zugeführt werden.

**aketverteilungs-Sonderkonstruktion im Paketzustellamt ünchen, Straßenbahnbehälterverkehr zwischen diesem dem Hauptbahnhof in München** (Einsatzkarrenbetrieb).

Hinweis auf die Paketverteileranlage im PA 3 München (Zustellabteilung).

Nach einem gemeinsamen Entwurf des Reichspost- steriums (Abt. München) und der A.-G. Mix & Genest lin-Schöneberg) wurde 1926 eine Paketverteilungsanlage . 6 bis 11) gebaut, die eine mit möglichst wenig Arbeits- en durchführbare mechanische Verteilung der Pakete an Zustellpaketkammern und von diesen zu den Kraftwagen chen läßt*). Das Vielfachschaltungs-Fördersystem ist entnommenen Pakete werden, insoweit sie nicht schon in Behältern eintreffen, z. B. im Sackwagenverkehr von Weiden—Nürnberg etc., zunächst in Handwagen geladen, die an der Bahnrampe des Postamtes 3 zu je fünf oder vier in besonders zu diesem Zweck geschaffene Straßenbahn-Trieb- und Anhängewagen geschoben werden (vergl. Abb. 11a bis 14). Die Straßenbahn fährt bis zum Halsbau des Paketzustellamtes, wo die Karren aus dem Straßenbahnwagen auf den Erdgeschoßflur und von hier mit elektrischen Schleppern bis zum Mittelpunkt des Rundbaues gezogen werden. (Ebenerdige Betriebsabwicklung.)

Daselbst befindet sich die Zentralverteilungsstelle, eine neuartige Anwendung von geraden Gleitbahnen, Kurvenrutschen, Drehtischsystemen und Steigbändern mit verbindenden, schwach geneigten Fördergurten, Kehrschurren usw.

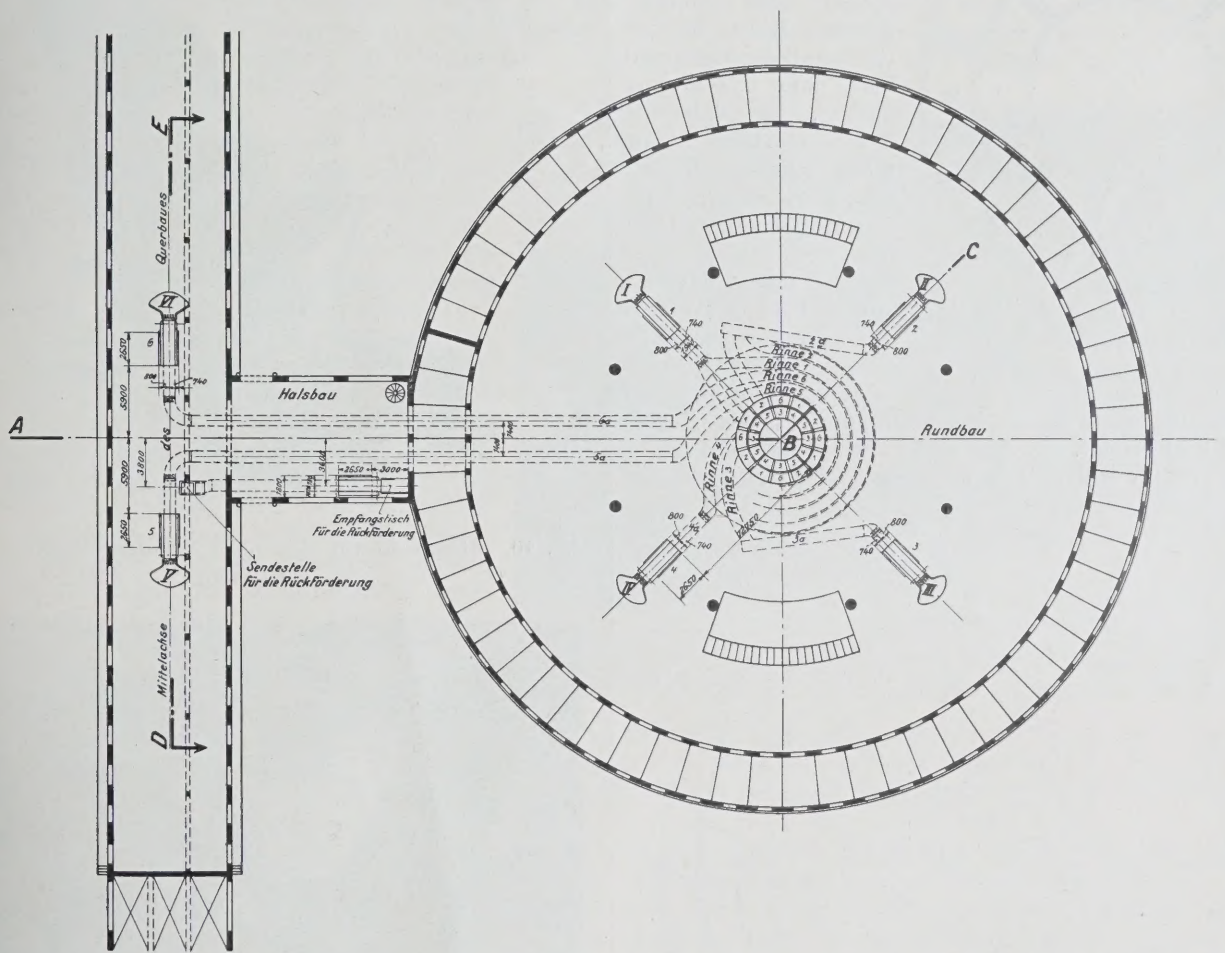



Abb. 7. Paketverteilungsanlage im Paketzustellamt am Marsfeld in München. Erdgeschoß-Grundriß.

em kreisrunden Gebäude untergebracht, das durch einen lbau mit dem westlich davor liegenden Langgebäude für 'ostzollamt sowie für Großfirmenzustellung in Verbindung . Die Verteilung der Pakete erfolgt von der Mitte des schosses nach sechs Empfangsstellen, vier im Rundbau , III und IV) und zwei im vorbezeichneten Langgebäude d VI). Die aus den Eisenbahnwagen im Hauptbahnhof

In Tischhöhe (rund 70 cm vom Boden des Erdgeschosses) sind zwei konzentrische Ringe mit 24 Einwurföffnungen für Paketgrößen von maximal je $70 \times 70 \times 70$ cm angeordnet (Abb. 8). Die feststehende Verteilereinrichtung enthält demnach in zwei Lagen hintereinander $2 \times 12 = 24$ Einwurföffnungen, die je vier gleichartigen Gruppen (Quadranten) zugehören. Jeder Gruppe entsprechen sechs Einwürfe, drei am vorderen und drei am rückwärtigen Ring der Paketeinwurfrutschen. Jedes der sechs Fächer eines Quadranten liegt bei 1 m durchschnittlichem Maximalabstand in bequemer Reichweite je eines Verteilerbeamten. Vor jedem der in vier Gruppen wiederkehrenden Einwurfpaare 1 und 4, 2 und 5, 3 und 6 kann ein Posthelfer Platz finden, wobei von jedem dieser zwölf Arbeitsplätze aus immer drei Einwurfpaare erreichbar sind. Die Zahl der Verteilerbeamten kann demnach, je nach der Größe des Verkehrsumfanges, bis zu zwölf bemessen werden. In geschäfts-

*) Die A.-G. Mix & Genest (Berlin-Schöneberg) hat der verteilungsanlage den Namen „Paket-Verteilerturbine" en. Wie das Leitrad einer Wasserturbine dem Wasser die ung gibt, so führt dieses Paketverteilersystem die eingenen Sendungen teils in rotierender, teils in geradliniger gung an den für den Zustelldienst maßgebenden Bestimmungs- Man vergl. hierüber Bd. II, S. 53 meines Buches „Postbsmechanik" (1927), sowie Jahrgang 1929 des Jahrbuches ost-, Telegraphen- und Fernsprechwesen (Pflaum-Verlag hen).

ruhigen Stunden kann jedoch u. U. auch ein einziger Verteilerbeamter die gesamte Grobsortierung allein vornehmen. Der erste Arbeitsplatz (z. B. vor dem Einwurfpaar 2 und 5) umfaßt nach dem Dargelegten die Fächer $\frac{1\,2\,6}{4\,5\,3}$, der zweite Arbeitsplatz (rechts daneben) dagegen die Einwürfe $\frac{6\,1\,2}{3\,4\,5}$ und der dritte Beamte (links vom Schacht 2) bedient die Öffnungen $\frac{2\,6\,1}{5\,3\,4}$ usw. Die Schaltung ist ähnlich der Feldereinteilung der Vielfach-Klinken-Umschalter in handbetrieblichen Telephonumschaltestellen ausgebildet. Der Durchmesser der konzentrischen Ringe beträgt (beim äußerenbegonnen) 7,20, dann 5,50 m und 3,80 m. Es bildet die Verteilerturbine mit ihren sechs anschließenden Förderbändern geringer Steigung (10°) bzw. erheblicher Neigung (54°) (vergl. Abb. 10) einen geschlossenen Mechanismus, dessen Ingangsetzung zentral von einer Bedienungstafel im Rundbau aus (am Platz des Aufsichtsbeamten) erfolgt. Neben dieser geschlossenen Fördereinrichtung ist für fehlgeleitete Pakete ein Rücktransportband

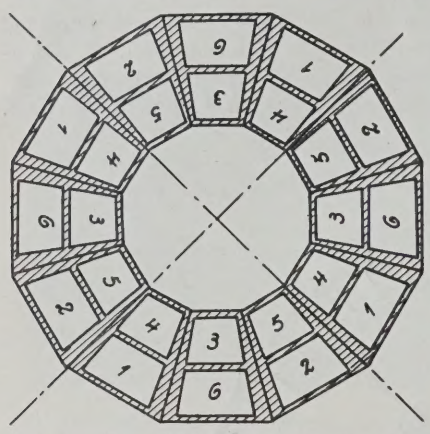


Abb. 8. Grundrißschema für die Einwürfe bei der Paketverteilerturbine des Paketzustellamtes München.

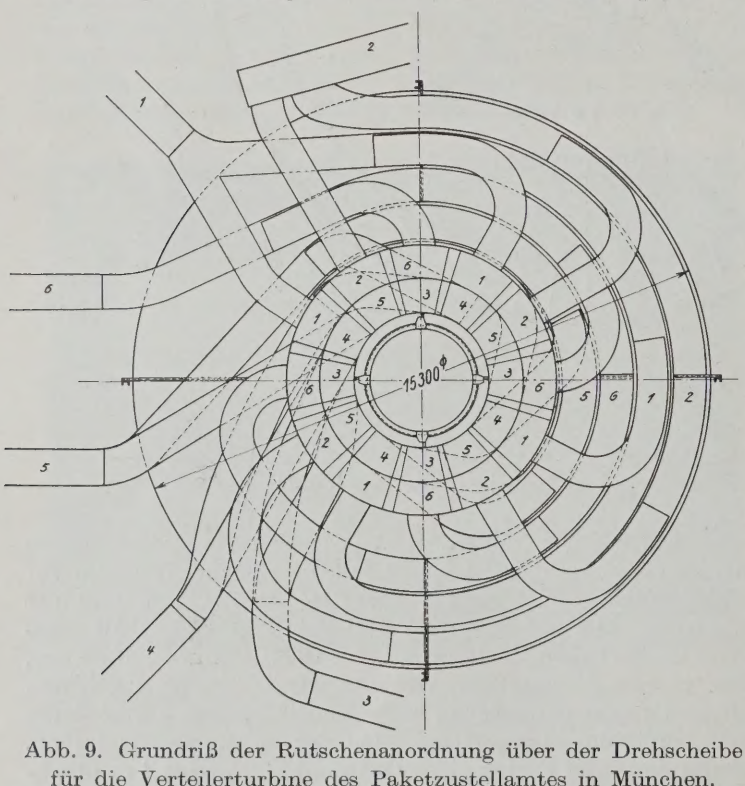



Abb. 9. Grundriß der Rutschenanordnung über der Drehscheibe für die Verteilerturbine des Paketzustellamtes in München.

(Verbindungsförderband zwischen dem Firmen- und dem Rundbau) gesondert aufgestellt.

Die Verteilung der gesondert im Paketzustellamte eintreffenden Paketadressen geschieht durch zwei Elektrohängebahnen, von denen eine sich im Rundbau befindet und die zweite von letzterem durch das Kellergeschoß nach dem Langgebäude geführt ist. Die Elektropost hat für die Pa kartenverteilung, die für Telegramm- und Aktentransp übliche Einzelausführung leichter Bauart. Sowohl für Kreislinie als auch für die Bahn nach dem Langgebäude je ein Fahrzeug vorgesehen, welches von der Zentralst im Rundbau aus die Paketkarten automatisch an vier b

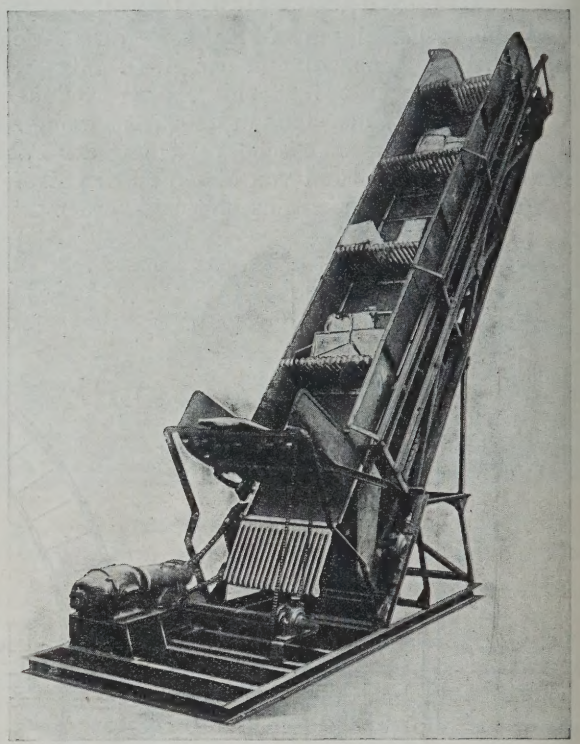


Abb. 10. Steigband für das neue Paketzustellamt in Münc (Marsfeld).

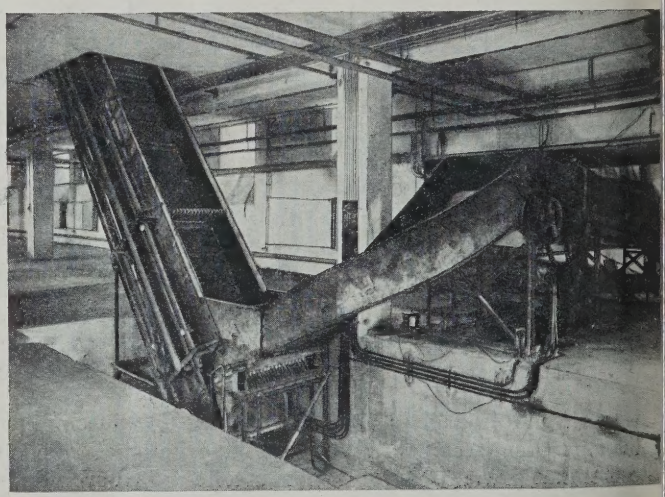


Abb. 11. Steigband und horizontales Förderband mit Kurv rutsche im Firmenbau des neuen Paketzustellamtes in Münc (Marsfeld).

zwei Unterstationen verteilt und auch wieder von allen die Dienststellen aus etwa fehlgeleitete Paketkarten einsamm kann.

### b) Straßenbahnfahrzeuge im Postbetriebe Münche

An Stelle einer Untergrundbahn oder sonstigen Sond verbindung zwischen der beschriebenen Paketverteilungsanl und der an die Holzkirchner Gleisanlage des Hauptbahnh München angegliederten Postverladestelle wurde Straßenbal

lterverkehr angeordnet. Hydraulische Aufzüge und Post-
els gewährleisten Anschlüsse an die Bahnsteige des Mittel-
sowie der Starnberger Gleisanlage des Hauptbahnhofs
chen. Diese Straßenbahn-Trieb- und Anhängewagen unter
tzung von Einsatzkarren, sind auch für den Verbindungs-
t zwischen dem Hauptpostamte (Residenzstraße München)
mit dem Postamt München 8 (Ostbahnhof), mit dem
albahnhof (Thalkirchner Straße) und für weitere Post-
r vorgesehen.

Die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg für Münchener Straßenbahnpost gebauten Motorwagen Anhänger 1 (Abb. 11a) dienen zum Unterbringen von je oder vier Einsatzpostwagen von rund 1,85 m Länge, m Breite und 1,875 m Beladungshöhe, bei 700 bis 800 kg mtgewicht der Handwagen (einschließlich Vollbeladung und je 100 Paketen). Es sind in München erheblich größere lkarren in Verwendung als beispielsweise beim Behälter-hr in Stuttgart. Dabei erfolgte ein Beschränken der elpaketeinrichtungen (unmittelbar in die Straßen-fahrzeuge) auf die wenigen Stückzahlprozente iger Sendungen oder Wertpakete (3 bis 7 %). neuen Münchener Motorwagen und Anhänger rechen im Ausbau und in ihrer Ausrüstung allgemeinen Personenwagenbauarten der Städti-n Straßenbahn Münchens. Jeder einzelne der (oder vier) Handwagenstände des Motorwagens Anhängers) wird an beiden Seitenwänden des ns durch je eine Rollwand abgeschlossen, die nach oben (unter das Dach) aufwickeln kann. gegenseitige Kabinentrennung erfolgt durch tgitter (Pendelmöglichkeit und leichte Abnehm-it der Gitterteile bei etwaigem Zwischen-men von Paketen). Das mittlere Abteil ist Wagenversteifung durch zwei feste Querwände Holz abgetrennt. Zum sicheren Einführen, n und Festlegen der Einsatzwagen befinden auf dem Fußboden der Straßenbahnfahrzeuge en Spurweiten der Handwagen entsprechenden e (U-Eisen).

Auch die Straßenbahn-Anhängewagen des erkehrs entsprechen den Normen der städtischen enbahn Münchens. Die Anhänger sind zwei-g, besitzen Anschlußleitungen zur Luftdruck-se des Motorwagens und Reservehandbremse. Kastenaufbau ist in vier Gefächer zur Auf-e der Posthandwagen eingeteilt. Auch die Anhänge-n besitzen auf dem Fußboden entsprechende Schienen J-Eisen für sichere Einfahrt und zum Feststellen der andkarren. Die zwei Plattformkabinen, für Einzelpaket-ichtungen bestimmt, sind bei den Anhängern durch Roll-beiderseits verschließbar.

Besondere Beachtung verdient die Konstruktion der Lauf-ne, die Art der Verrieglung und der Rampenklappe in Kabine der neuen Trieb- und Anhängewagen für Einsatz-arren des Straßenbahnpostverkehrs in München. Bei und 120 mm betragenden Abstand der Außenkante der enbahnwagen von der zugewendeten (abgeschrägten) enaußenwand mußten zur Erleichterung des Ein- und hrens der Karren in den unbelasteten oder aus dem eten Straßenbahnwagen je zwei sich der jeweiligen nhöhe anpassende Rampenklappen für jede Kabine vor-en werden. Während der Fahrt ist ein Festhalten der fünf bzw. vier Abteilungen (Kabinen) der Straßenbahn-uge eingeschobenen Handwagen notwendig; die hierfür sehenen Verriegelungen sind angeschlossen an die zwei ander verbundenen Rampenklappen. Bei deren Hoch-en hebt ein eingeschweißter Stehbolzen die (von außen gesehen) links jeder Abteilung angebrachte Sperrklinke. Ein Anschlag an letzterer legt die Endstellung der hochgeschlagenen Rampenklappen fest, wodurch sich jene Sperrklinke bequem in Bolzen einhaken und somit die Sperrstellung einnehmen kann.

Um beim Ausladen der Postkarren die Verriegelung auf einfache Weise lösen zu können, wird die Bedienungsstange für die Rolläden mit ihrer Öse so in jene Stehbolzen eingehängt, daß sie sich gegen einen Hebebolzen der Sperrklinke legt.

Ein leichtes Heben der Rolladenstange löst die Sperrklinke und gestattet so das Vorschwenken der Rampenklappen in die der Rampenoberfläche sich anschmiegende, fast horizontale Lage.

Die eingehängte Rolladenstange verhütet ferner (durch entsprechendes Gegenhalten), ein schweres und lärmendes Herabfallen der Rampenklappen; durch Einbau einer Rückziehfeder wird die Funktion dieser Bewegung unterstützt.

Die Lagerung der Rampenklappen in Längsschlitzen ist so durchgeführt, daß alle auftretenden Höhenunterschiede

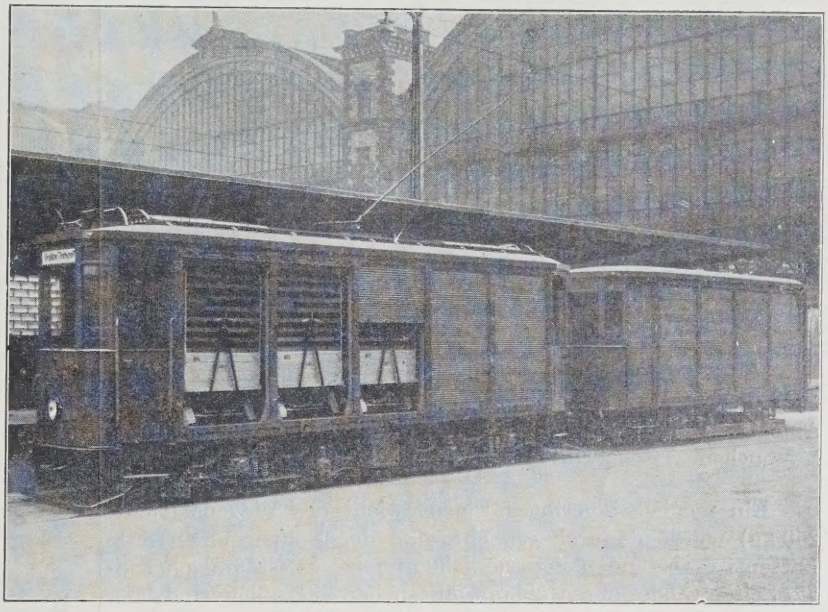


Abb. 11a. Münchener Straßenbahn-Triebwagen für den Postbehälterverkehr, ausgeführt von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg nebst Einsatzkarren der Süddeutschen Waggonfabrik (München-Mittersendling).

günstig überwunden werden, ohne daß besondere Beanspruchungen der Klappenmechanismen eintreten. Andererseits wird durch diese Einrichtung bei höchster und tiefster Stellung der Straßenbahnwagenböden (entsprechend der Vollbelastung der Einsetzer oder dem Karrenleertransport) der gleiche Steigungswinkel der Rampenklappe (und zwar höchstens $12^0$) erreicht.

An den im Wagenfußboden angebrachten Klappen (zur Schmierung und Wartung der Motoren) sind die Laufschienen für die Handwagen geteilt, so daß beim Heben dieser Klappen ein Stück Laufschiene mit herausgenommen werden kann. Hierdurch wird die Zugänglichkeit zu den Motoren wesentlich erleichtert.

### c) Bauart der Münchener Einsatzkarren für den Bahnsteig- und Straßenbahn-Postverkehr.

#### *α) Bauart Rathgeber.*

Der stabil gebaute Holzkasten der Rathgeberschen Einsatzkarren (Abb. 12) ruht auf zwei einachsigen Drehgestellen, deren jedes zwei Holzscheibenräder mit Eisenreifen von je 420 mm Durchmesser und eine als Stahlrohrbügel

ausgebildete Handdeichsel besitzt. Die Räder haben Walzenlager.

Diese neuartige Abweichung von der allgemein gebräuchlichen Bauart einer festen und einer beweglichen Achse ist in der Notwendigkeit begründet, daß der Karren bei den beschränkten Platzverhältnissen, z. B. in schmalen Gängen der Packkammern oder auf Bahnsteigen, die allenfalls durch andere Handwagen verstellt sind, die entgegengesetzte Fahrrichtung einschlagen soll, ohne wenden zu müssen.

Abb. 12. Einsatzpostkarren für den Straßenbahnpostverkehr in München. (Konstruktion der Firma Rathgeber, München.)

Ein möglichst geringes Eigengewicht des Wagens (rund 250 kg) wurde dadurch erreicht, daß der Bodenrahmen mit Latten in Abständen von rund 30 mm belegt ist und ebenso die Seitenwände, deren obere Hälften herabklappbar sind, als Lattenwände ausgeführt wurden. Die Stirnwände sind bis 400 mm Höhe als Bretterwände und von da ab als Lattenwände ausgebildet.

Um Pakete der hochaufgeschichteten Ladung beim Befahren starker Steigungen oder Gefälle gegen Herabfallen zu sichern, sind die beiden Stirnwände bis zu einer Höhe von 1420 mm über Bodenrahmenoberkante mit Drahtschutzwänden versehen, deren Einfassungen sowohl die vier Kastenecksäulen gegen Beschädigungen schützen als auch gleichzeitig das Ladebegrenzungsmaß darstellen.

An den äußeren Längsseiten des Bodenrahmens befinden sich zum Schutze der Wände sog. Streifleisten.

Ausgeführt ist der Wagen aus Eschenholz, mit Ausnahme des unteren Teiles der Stirnwände, für die Föhrenholz verwendet wurde.

Ein besonderes Augenmerk wurde der Ausbildung des Lenk- und Zugorganes, der Deichsel gewidmet. Jede der an beiden Stirnseiten vorgesehenen Deichseln kann sowohl für Handbetrieb als auch für elektrischen Schlepperdienst verwendet werden.

*β) Bauart der Süddeutschen Waggonfabrik.*

Der Wagen der Süddeutschen Waggonfabrik (Abb. 13 und 14) hat ein Eigengewicht von etwa 250 kg und ist für eine Tragfähigkeit von 800 kg (wie bei vorbezeichneten Rathgeberwagen) berechnet. Das Eigengewicht stellt sich demnach ebenfalls auf den günstigen Satz von rund 31% des Ladegewichts. Da die Einzelteile mit Rücksicht auf die ra Behandlung im Postbetrieb mit acht- bis zehnfacher Sic heit berechnet sind, so dürfen die Wagen in Ausnahmefä mit dem doppelten Gewicht belastet werden.

Der Wagenkasten mit einem Laderaum von 2,34 m³ steht aus einem genieteten, in sich fest verspannten eise Kastengerippe. Die Eckverbindungen sind durch Kno bleche versteift. Der Boden, als herausnehmbarer, m teiliger Lattenrost ausgebildet, liegt unmittelbar auf

Abb. 13. Einsatzpostkarren (Kastengerippe aus Walzeisenprof Holz nur als Füllmaterial und leicht auswechselbar), in Verwend beim Straßenbahnpostverkehr in München (Konstruktion Süddeutschen Waggonfabrik München-Mittersendling).

Abb. 14. Schlepperzug mit Einsatzpostkarren beim Postar München.

Z-Eisenbodenrahmen und den T-Eisenquerträgern auf. untere Teil der Seiten- oder Stirnwand ist (zwecks Gewic ersparnis) aus Weichholz, die Seitenklappen- und St wandfüll-Leisten sind aus Eschenholz gefertigt. Die reiber der Seitenklappen sind zur Unterstützung der St wände mit Haken versehen, die in die mit Ösen versehe Eckwinkel der Seitenklappen eingreifen. Der Bedingung sprechend, daß der Wagen in beiden Richtungen fahrbar hat er zwei Drehgestelle erhalten, die bedarfsweise durch faches Hochklappen der unbenutzten Deichsel festge werden können. Der Ausschlag der Drehgestelle bet über 180°; auch wenn der Wagen von Hand gezogen wird

n die bogenförmige Gestalt das Anstoßen der Deichsel
en Kastenecken vermieden. Die Deichsel dient zugleich
upplung und kann mittels der im Kreuzgriff befindlichen
in den Kuppelhaken des vorderen Wagens eingehängt
en. Besondere Handgriffe beim Kuppeln, wie das Hinein-
en von Sicherungsbolzen u. dergl., sind nicht
endig. Die Deichsel ist gabelförmig und wurde
gezogenem Stahlrohr hergestellt. Der Kreuz-
aus Flußeisenformguß ist teilweise mit Hart-
erkleidung versehen. Das vollständige Herab-
der Deichsel auf den Fußboden wird durch
federnde Abfangvorrichtung vermieden.
Das Drehgestell zerlegt sich in zwei seitliche
rme, den Drehkranz und den Drehzapfenträger;
mit einer aus Spezialstahl angefertigten Achse
hen. Auf dieser sitzen die aus Flußeisen her-
lten Stützen, an denen Deichsel und Drehkranz
igt sind. Die Achse ist mit nachstellbaren
nlagern der Firma S. K. F. Norma versehen.
Drehzapfenträger ist aus zwei T-Eisen gebildet,
it dem aus Winkeleisen bestehenden Drehkranz
nden sind. Der Drehkranz wird von den seit-
n Tragarmen gestützt. Diese übergreifen die
Spezialstahl bestehende Achse und sind darauf
chraubenbolzen befestigt. Seitliches Verschieben
ndern Diagonalstreben, die einerseits mit dem
rm, andererseits mit dem Drehzapfenträger
nden sind. Der Zughaken besteht aus Schmiede-

Die Räder (von 380 mm Durchmesser) sind in
guß gefertigt. Die Lagerstellen sind staubdicht
selt. Da die Radnaben eine größere Menge
in Vorrat aufnehmen können, so braucht die
ierung nur verhältnismäßig selten vorgenommen
n.

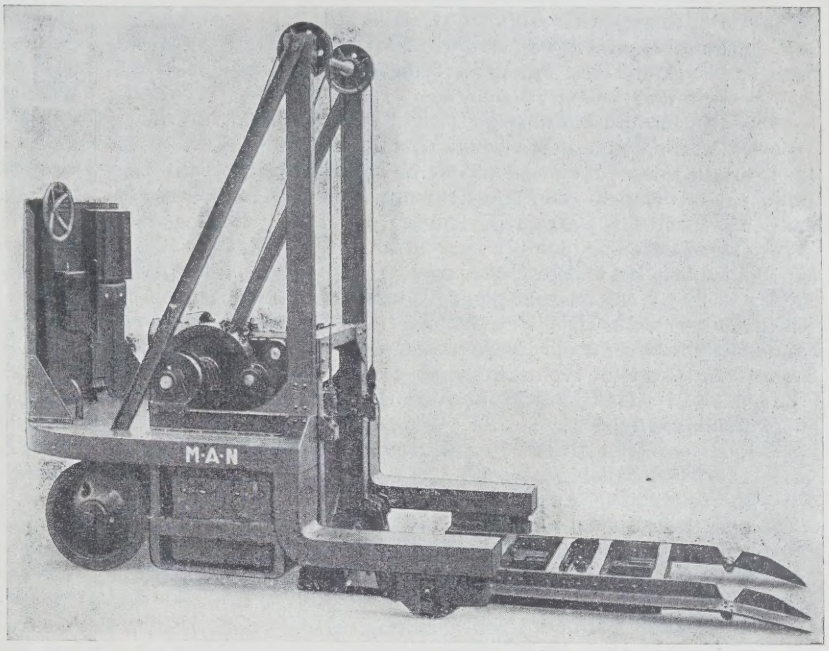



Abb. 15. Hubtransportkarren (mit abgesenkter Bühne zur Aufnahme der Einsatzpostkarren), in Verwendung beim Straßenbahnpostverkehr in München, zur Sackwagenbeladung im Behälterverkehr München—Regensburg—Weiden—Nürnberg, ferner am Bahnhofe Coburg.

### Hubwagen für den Ladedienst im Einsetzerbetrieb des Sackwagenverkehrs München—Regensburg—Weiden—Nürnberg ferner im Straßenbahnpostverkehr im PA 1 München sowie im unmittelbaren Verbindungsverkehr zwischen Bahnhof Coburg und PA 2 Coburg.

Bei dem Elektro-Hubwagen der M.A.N., der sowohl Elektromobile oder Sackwagen mit Einsetzern benutzt werden kann als auch für die neuen Münchener Straßenbahnen für Postbehältertransporte in Gebrauch gekommen ist und im Verbindungsverkehr zwischen Bahnhof Coburg und PA 2 Coburg zur Überführung vom Handkarren (bei unterschiedlichen Rampenhöhen dieser Ladestellen) eingeführt wurde (s. Abb. 15) ist ein elektrischer Kraftkarren verwendet, dem an der Gegenseite des Führerstandes die Hebevorrichtung angebracht ist. Letztere besteht aus einer (um 90°) drehbaren (hochklappbaren) Plattform, auf welche bedarfsweise je ein Packkarren aufgefahren wird. Mittels eines auf der Plattform des Kraftwagens angeordneten elektrischen Windwerks wird jene Unterlage mit dem Postkarren durch Seilantrieb an einer entsprechenden Führung so hoch gehoben, als es die Bodenhöhe des Straßenbahntriebwagens oder des Anhängers eines Elektromobils, eines Eisenbahngüterwagens oder der Höhen der Verladestellen erfordert. Auf der Hebeplattform wird der Postkarren in einer Drehscheibe, so daß jener nach Senkung in die zu beladenden Wagen seitlich eingeschoben werden kann. Die zweiteiligen elektrischen Batterien sowohl für das Hebewerk als auch zum Selbstfahren befinden sich unterhalb der Plattform des Kraftwagens. Alle Hebel zum Betätigen der Hebe- und der Fahrvorrichtung sind vom Führerstand aus zu bedienen. Der Hubtransportwagen besitzt eine Kurzschluß- und eine Fußtrittbremse, Signalglocke und Gummibereifung. Die Batterie besteht aus Gitterplatten (42 Zellen mit 84 Volt Gesamtspannung und einer Kapazität von 80 Amp./Std. bei 60 Amp. Entladestrom). Die mittlere Entladespannung ist 84 Volt, der höchstzulässige Ladestrom ist 16 Amp. Die Ladespannung beträgt etwa 84 bis 110 Volt (Gleichstrom). Der Karren ist mit zwei Motoren (für 75 Volt Spannung und von je 0,75 kW Stundenleistung bei etwa 550 Umdrehungen) ausgerüstet. Das Gewicht des Windenwagens ist rund 1200 kg.

Wenn Hilfsgleise für die Hubwagen parallel oder sehnenförmig zu geradlinig geführten Schienen bzw. Kurvenschienen der Straßenbahn (z. B. in den Posthöfen) vorgesehen werden, entfällt die Notwendigkeit umständlichen Rangierens, um die Einsatzpostkarren aus den Packkammern in die Straßenbahnwagen einzufügen. Man versieht alsdann die Lenkachse des Hubwagens mit einer starr verbundenen Führungsrolle, die in einer Hilfsschiene läuft.

Zum Erleichtern des Einfahrens der Packkarren von der hochgestellten Plattform des Windenwagens in das Straßenbahnfahrzeug usw. besitzt die Plattform des Hubwagens eine geringe Neigung (Überhöhung), so, daß der betreffende Postkarren (lediglich der Schwerkraft folgend) abgleitet (Hubzeit rund ¼ Minute für einen Einsetzer).

Eine abschließende Abhandlung über weitere mechanisierte Postanlagen des In- und Auslandes folgt.

## Die zweite Weltkraftkonferenz.

Der Gedanke einer Weltkraftkonferenz wurde anläßlich der Reich-Ausstellung in Wembley 1924 von D. N. Dunlop in die Tat umgesetzt. Die Weltkraftkonferenz führt die Fachleute der verschiedenen Teilgebiete der Energiewirtschaft aus aller Welt zusammen, um unter sich und mit den Vertretern der Wissenschaft und Wirtschaft die neuesten Fortschritte und Erfahrungen auszutauschen. Sie sollen auf der Weltkraftkonferenz zur breitesten Öffentlichkeit sprechen und damit allen interessierten Kreisen Ver-

ständnis für die brennendsten Fragen erwecken, die aus dem raschen Fortschritt der Technik für die Wirtschaft und Verwaltung entstehen. Die Weltkraftkonferenz sieht sich vor vier Gruppen von Aufgaben gestellt:

1. Geringste Energieverluste, größte Sicherheit, weitgehendste Anpassungsfähigkeit in der Energietechnik anzustreben.
2. Der Energiewirtschaft neue Energiemärkte zu erschließen, bestehende zu verbessern und fruchtbar zu gestalten.
3. Die Energieversorgung zu fördern, nötige Rechte, Gesundheit und Leben zu schützen.
4. Die Fachausbildung der Technik und Chemie zu fördern.

Die erste Vollkonferenz 1924 (London 30. Juni bis 12. Juli 1924) erfaßte das Gesamtgebiet der Energiewirtschaft. Ihr verdanken wir vor allem die klare Erkenntnis der obigen Ziele. Die Teilkonferenzen in Basel (31. August bis 8. September 1926 „Wasserkraftnutzung und Binnenschiffahrt"), London (24. Sept. bis 6. Oktober 1928 „Brennstoffragen"), Barcelona (15. Mai bis 23. Mai 1929 „Wasserenergiequellen") und Tokio (29. Oktober bis 7. November 1929 „Die Entwicklung der Energiequellen") behandelten vorwiegend die Energieerzeugung aus Wasserkraft und Brennstoff. Der Schwerpunkt der zweiten Vollkonferenz in Berlin (16. bis 25. Juni 1930) liegt bei der Energieverteilung und (Verwendung durch:

1. Neue Verwendungsarten unter Berücksichtigung größter Wirtschaftlichkeit.
2. Vorteilhafte Ausnutzung der Energieverteilungsnetze und Erzeugungsanlagen.
3. Energiespeicherung.
4. Vorteilhaftes Zusammenwirken verschiedener Erzeugungsanlagen.
5. Großanlagen und Großverteilungsnetze.
6. Verringerung der Baukosten.
7. Zweckmäßige Werbung und Tarife.
8. Verständnisvolle Einstellung der öffentlichen Organe und der Gesetzgebung.
9. Größte Sicherheit, geringste Belästigung der Umgebung.

---

Zur Weltkraftkonferenz waren rund 3900 Teilnehmer aus etwa 50 Nationen erschienen, davon etwa 2000 Delegierte aus dem Ausland. Die stärksten ausländischen Delegationen hatten England (195), Japan (178), die Vereinigten Staaten (170) entsandt. Zu der Berliner Vollkonferenz waren 380 Berichte, die wiederum in 34 Generalberichte zusammengefaßt wurden, aus den verschiedenen Fachgebieten eingereicht worden. Zwischen den Fachsitzungen fanden allgemeine Hauptvorträge statt, die die inneren Zusammenhänge zwischen scheinbar wesensfremden Gebieten aufdeckten und die Brücke zur breiteren Öffentlichkeit schlugen. Während der ganzen Konferenz bediente man sich des neuen Siemensschen Sprachübertragungsapparates, der es ermöglichte, die Rede des Vortragenden sofort in verschiedenen Sprachen wiederzugeben.

Als Auftakt der zweiten Weltkraftkonferenz fand am 15. Juni im Reichstag ein Empfang statt, dem eine kurze Feier zur Übergabe der Insignien der Weltkraftkonferenz an den Ehrenpräsidenten Exellenz von Miller voranging. Am Montag, den 16. Juni wurde die Weltkraftkonferenz in einer feierlichen Sitzung in der Kroll-Oper eröffnet.

Die wissenschaftliche Arbeit der zweiten Weltkraftkonferenz wurde mit einem Generalbericht über die „Elektrizität in Haushalt und Landwirtschaft" eingeleitet. Alle Elektrizitätswerke beherrscht heute der Gedanke der Elektrifizierung des Haushaltes. In der Landwirtschaft steigert die Verwendung von Elektrowärme und Licht die Wirtschaftlichkeit der Molkereien, der Futterherstellung, des Pflanzenwachstums und der Geflügelzucht. Diese Stromverwendungsarten sind besonders wichtig, da es sich bei ihnen vorwiegend um Nachtbelastung der Elektrizitätswerke handelt. In Schweden werden etwa 75 % der elektrifizierbaren Bodenfläche elektrisch versorgt, der anfängliche Stromverbrauch je Hektar und Jahr ist auf über 200 % gestiegen. Sehr rührig sind heute schon die Überlandwerke in den Vereinigten Staaten, die mit mehr als 360000 km Hochspannungsleitung fast alle Ortschaften über 1000 Einwohner angeschlossen haben. Bemerkenswert ist die Anwendung der Elektrizität zur Seidenraupenzucht in Japan, das mit 320000 t Kokons etwa 60 % der Weltproduktion an Rohseide liefert. Man erzeugt elektrische W zum Aufbewahren, zum Abkochen der Kokons, für gleichm Luftbefeuchtung, zur Ventilation während der Häutung beleuchtet nachts die Maulbeerbäume zur Erhöhung der Fu ernte.

Die Fachsitzung über „Feste Brennstoffe" behan die Fragen der Gewinnung, des Handels und der Verarbei Gelingt es, der Lösung des großen Problems der Aufberei d. h. der Befreiung der Kohle von Asche näher zu komme können gewaltige Summen und menschliche Arbeitskräfte ge werden. Interessante französische Versuche ergaben bei S kohlenverschwelung unter Druck und Steigerung der übl Schwelungstemperatur um 50 % eine doppelte Gasausbeute ein Steigen des Heizwertes des gewonnenen Gases.

In einer dritten Fachsitzung wurden „Wasserrechtl Fragen" behandelt. Die Fortschritte der Technik haben immer intensivere Ausnutzung der Wasserschätze ermöglicht gestattet z. B. die Ebrotalsperre neben großzügiger Ausnutzun Wasserkraft zur Stromerzeugung die Bewässerung von 10 Hektar Land (gegen 25000 Hektar vor ihrer Errichtung).

An die ersten drei Generalberichte schloß sich der Hauptvortrag Prof. A. Einsteins über das Thema: „Ph kalisches Raum- und Ätherproblem". Einstein z zunächst, wie der Begriff des Raumes sich gebildet hat. empirische Quelle des Raumbegriffes liegt in den Erfahrungen die möglichen Lagerungen körperlicher Objekte, so daß die griffe Körper und Lagerung dem Raumbegriffe vorangehen. Raum spielt in der Geometrie der Griechen noch keine R sondern wird erst durch Descartes in die Mathematik, Newton in die Physik eingeführt. Der Äther- und Feldbegriff im 19. Jahrhundert neben den Raumbegriff zur Beschreibun Vorgänge in materiefreien Raumteilen; der Feldbegriff sp das mechanische Weltbild um die letzte Jahrhundertwende. spezielle Relativitätstheorie vereinigt Raum und Zeit zum diemensionalen Raum, die allgemeine Relativitätstheorie R Äther und Feld zu einem einheitlichen Gebilde, dessen Ge mäßigkeit schließlich auch den Schlüssel für eine Theorie atomischen Bausteine der Materie liefern soll.

Mit dem Thema „Elektrizität in Industrie und werbe" wurde der zweite Tag eingeleitet. In 14 Beiträgen wu die Gebiete der Elektrochemie und -wärme, der Elektroschweiß der Beleuchtung, der Elektrofilter und Elektromotoren behan

Die Erörterung der Fragen der „Brennstoff-, Kr Wärmewirtschaft in einzelnen Ländern" unter dem sitz von Carlos Cechi (Argentinien) — Generalberichterst war Prof. Dr. Ing. Pauer — führte zu der Feststellung, daß des stetig anwachsenden Energiebedarfs heute im allgemeinen Energiemangel mehr besteht. Die schwierigste Aufgabe lie der Herbeiführung möglichst gleichmäßigen und gesteig Energieabsatzes, die für volle Ausnutzung und somit wirtsc liche Arbeitsweise der Anlagen notwendig ist. Auf dem Gebie Brennstoffwirtschaft steht die Umwandlung fester in flü Brennstoffe z. Zt. im Mittelpunkt des Interesses. Die in Sib bekannten Steinkohlenvorkommen schätzt man auf 400 Millia Tonnen, die Wälder machen 30 % des Weltbestandes aus, e der Jahreszuwachs an Holz entspricht einer Förderung vo Millionen Tonnen Steinkohlen. Die deutsche Elektrizitäts sorgung baut sich etwa zu je $^1/_3$ auf Wasserkräften, Steinkohlen Braunkohlen auf. Durch Verkokung von rund $^1/_3$ der gesa Steinkohlenförderung beträgt die deutsche Kokserzeugung $^1/_1$ Welterzeugung.

Nicht weniger als 16 Beiträge aus zehn verschied Ländern lagen dem Generalbericht über „Forschungsarbeit zugrunde. Er stellte fest, daß im einzelnen noch engere Fühl nahme der Forschungsgebiete notwendig sei, und daß eine sac organisierte internationale Forschungsarbeit durch reichen Ge belohnt würde.

Im Anschluß an diese drei Fachsitzungen folgte der zw allgemeine Hauptvortrag, den Prof. Dr. Serruys (Frankr über „Neue Formen der Rationalisierung" hielt. Anfang der Rationalisierung war der Taylorismus, dieser betraf mehr die wissenschaftliche Seite des Problems der W statt und Fabrik. Den Sinn des Taylorismus — die Vermei jeder überflüssigen Bewegung und die Einschaltung nützli Arbeitspausen — begreift man am besten, wenn man heute

t am fließenden Band in einer Automobilfabrik betrachtet. Vorsitzende kommt auf die überall auftretende Bildung von llen zu sprechen und bemerkt, daß gerade die lateinischen r mit ihrer überwiegend individualistischen Einstellung sich die „Kooperation" abgeneigter gezeigt haben als die ger-che, doch haben sie in kurzer Zeit das Versäumte nachgeholt. reich und Italien sind vollkommen syndikalistisch organisiert. usammengehen erschien häufig mehr als Machtmittel wie ganisation der Arbeit, aber wenn der Stahlpakt dazu führt, ie Produktion in den verschiedenen Ländern geregelt wird, hat er mehr getan, als seine Mitglieder vor Wettbewerb itzt, er hat Erzeugung und Nachfrage geregelt und die Auf-ng eines Erzeugungsplanes für ein ganzes Jahr ermöglicht. „Weltprobleme der Energiewirtschaft" beschäftigten eilnehmer der Konferenz in der nächsten Fachsitzung. Ein sischer Beitrag über die Ausnutzung der Temperaturunter-e arktischer Gewässer zur Kraft- und Wärmeerzeugung n österreichischer über die verfügbare Abwärme in Thermal-n wurden erörtert. Mehrere norwegische Autoren hatten Bericht über den Export elektrischer Energie von den rkräften Norwegens nach Deutschland vorgelegt. Eine 1000 km lange 380 kV Freileitung von Ost-Südnorwegen Dänemark nach Deutschland würde 750000 kW übertragen n. Die Ausführung würde einschließlich Kraftwerk illionen Mark kosten. Ein Bericht über Maßnahmen für ufrechterhaltung der Energieversorgung bei Streiks zeigt nglich die steigende Wichtigkeit dieses Problems bei der nenden Konzentration unserer Energieversorgungsanlagen. ie volkswirtschaftliche und soziologische Bedeutung der ieversorgung geht ein russischer Beitrag ein.

„Normungsprobleme" beschäftigten weiterhin die Teil-r der zweiten Nachmittagssitzung. Die Notwendigkeit der ng ist heute in allen Industrieländern hinreichend bekannt; des von ihnen besitzt einen nationalen Normungsausschuß. Methodik der Statistik" ist als eine unerläßliche Grund-ir die gedeihliche Entwicklung eines Industriezweiges und are Erkenntnis seiner Erfordernisse unentbehrlich.

Den Fragen der „Ausbildung" war die letzte der wissen-ichen Fachsitzungen des zweiten Tages gewidmet, zu denen Staaten ihre Beiträge beigesteuert hatten. Sie zeigten, daß reich, Deutschland und andere Länder schon frühzeitig den chulmäßiger Ausbildung für den technischen Nachwuchs itten, während England verhältnismäßig lange bei der Meisterlehre blieb.

Der dritte Tag wurde mit einer Fachsitzung über „Be-ngsgebirge und Stromtarife" eingeleitet. Wenn es h wird, — und darauf zielten alle Berichte ab — durch näßige Tarifform die Benutzungsdauer der Elektrizitäts-zu steigern, und dadurch ihre Belastung besser über die en Tageszeiten zu verteilen, so muß dies wiederum zu einer ng der Tarife führen.

Die Verhandlungen über „Die Wirtschaftsprobleme der emperaturentgasung" zeigten noch manche ungelösten auf diesem Gebiete, obwohl die technischen Methoden der mperaturentgasung allmählich einen gewissen Abschluß en lassen. Diese Aufgaben bestehen in der Verfeinerung der len, im Ausbau der Wirtschaftlichkeit und Sicherheit des es und im Streben nach gleichmäßiger Beschaffenheit der iteten Kohle und des Gases.

„Die Energiewirtschaft auf Schiffen" war Gegenstand hsten Fachsitzung. Auf diesem Gebiete liegen schwierige ne deswegen vor, weil sich die Wirtschaftlichkeitsgrenzen iffsbetriebes ständig verschieben. Der Wettlauf zwischen otor und Dampfmaschine bezüglich des Schiffsantriebes n nicht beendet, wenn auch augenblicklich 55 % des im Bau ichen Schiffsraumes Motorschiffe sind. Während die wirt-che Anwendung von Dampf von 35 at und 400° C als rt angesehen werden kann, ist das Gebiet des eigentlichen ucks (über 60 atü) auf Schiffen noch nicht praktisch er-Daß die gesamte Tragfähigkeit der Binnenschiffe in Deutsch-n 40 % größer ist als die der Seeschiffe, kennzeichnet die rtschaftliche Bedeutung der Binnenschiffahrt.

ehr als 80000 km Gasfernleitungen (in der Fachsitzung bsatz") dienen der Verteilung von Erdgas über ein ge-s Gebiet vom Mexikanischen Meerbusen bis zu den Kana-dischen Seen. Über 1600 km neue Leitungen sind geplant, während in Argentinien große Mengen Naturgas wegen technischer Schwierigkeiten der Fortleitung ungenutzt bleiben müssen. Acht verschiedene Tarifarten bei 779 Gaswerken Deutschlands lassen deutlich das Bestreben erkennen, durch eine geeignete Tarifform die Wirtschaftlichkeit des Gaskonsums zu fördern. Das erstaunliche Anwachsen des Koksverbrauches in den Vereinigten Staaten für Hausbrand von 1400000 t (1918) auf 6200000 t (1928) zeigt, daß ein Aufschwung des Gasabsatzes durchaus nicht eine Abnahme des Koksabsatzes bedingt.

In den Verhandlungen über „Einzelprobleme der Elektrizitätswirtschaft verschiedener Länder" zeigte sich eine allgemeine Übereinstimmung in dem Bestreben der Staaten nach Zentralisierung der Stromerzeugung und einheitlichem Ausbau der Übertragungsnetze. Starkes Interesse findet der sog. Fünfjahrplan der Union der Sozialistischen Sowjet-Republiken. Das gewaltige Ausmaß dieses Projektes kennzeichnen einige Zahlen: Die Gesamtleistungsfähigkeit der russischen Überlandzentralen betrug Ende 1929 rund 900000 kW, gleichzeitig befanden sich rund 2600000 kW neuer Kraftwerke im Bau, bis 1933 soll aber der Ausbau der Staats-Großkraftwerke 5300000 kW, der aller Elektrizitätswerke insgesamt 7700000 kW betragen. Entsprechend sollen die Längen der Hochspannungsleitungen (20 bis 220 kV) gesteigert werden von rund 3000 km (1928) auf 16000 km (1933). Damit glaubt man bei starker Herabsetzung von Brennstoffverbrauch und Tarifen 82 % des Energiebedarfs der Industrie decken zu können. Japan, dessen Elektrizitätswerke 1927 zu 61 % Wasserkraftwerke waren, plant den Ausbau der Wärmekraftwerke und ausgedehnte Einführung von Kohlenstaubfeuerungen. Kanada hat erst rund $^1/_7$ seiner Wasserkräfte ausgenutzt. Dieser Wert soll bis 1934 um 50 % gesteigert werden. In den Vereinigten Staaten herrschen Wärmekraftwerke vor, in denen man Dampfdrücke bis 85 atü verwendet.

Den Fragen der „Kraftübertragung in Fahrzeugen und Werkstätten" war der Generalbericht von Prof. Dr. Ing. Kammerer gewidmet, der unter dem Vorsitz von Prof. E. Schimanek (Ungarn) erstattet wurde. Im Vordergrund des Interesses steht der Antrieb von Lokomotiven durch Ölmotore, wobei jedoch die Wahl der Kraftübertragung noch Schwierigkeiten macht. An schweren Diesellokomotiven (bis 1300 PS) sind bisher zwei für Rußland, eine für Amerika, eine für die Deutsche Reichsbahn gebaut worden, davon drei in Deutschland. An mittelgroßen Maschinen (300 PS) sind 14, an leichten Diesellokomotiven (100 PS) 70 im Betrieb. Bei der elektrischen Lokomotive weist die Entwicklung auf Einzelantrieb der Achsen. Turbolokomotiven erfordern wegen der hohen Drehzahl der Turbine Zahnradgetriebe. Im Kraftwagenbau hat sich weder die hydraulische noch die elektrische Kraftübertragung durchsetzen können. Dies ist zugleich die Ursache der großen Fortschritte in der Herstellung geschliffener Zahnräder, deren Vorteil große Billigkeit, ruhiger Gang und lange Lebensdauer bei hoher Geschwindigkeit ist. Die Entwicklung des Werkstättenantriebes strebt der Vereinfachung zu. An der einzelnen Maschine wird die Kraftübertragung kürzer und damit übersichtlicher und betriebssicherer.

Im Anschluß an diese Fachsitzung hielt Dr. H. Foster Bain (New York) im Rahmen der „Amerikanischen Stunde" einen Vortrag über „Die Bedeutung der Mineralien in einer von Kraft abhängigen Welt". Dem Vortrag folgte die Vorführung eines kurzen Edison-Sprechfilms „Die Geburt der Glühlampe".

Am Abend vereinte das große Weltkraftfest im Sportpalast Tausende von Teilnehmern zu einem Bankett mit vielen künstlerischen Darbietungen.

Der vierte Tag der Weltkraftkonferenz begann mit einer Fachsitzung über den „Bau und Betrieb von Energieanlagen". Das Problem der Rauchbekämpfung ist von besonderem Interesse. In London sind vielversprechende Versuche zur Auswaschung der in den Rauchgasen enthaltenen schwefligen Säure angestellt worden. Ein englischer Bericht schlägt vor, die Brennstoffe bereits auf der Grube nach einem besonderen Verfahren von den schädlichen Aschebestandteilen zu trennen.

Eine andere Fachsitzung beschäftigte sich mit „Flugzeug- und Fahrzeugmotoren". Mit mehr als 30 Millionen Kraftwagen auf der ganzen Erde sind heute etwa 600 Millionen PS auf die Straße gesetzt. Die Ansicht, daß man auch mit Brennstoffen pflanzlichen Ursprungs z. B. den aus Zellstoffablaugen gewinnbaren

Spiritusmengen den Bedarf des Kraftwagenverkehrs zu einem großen Teil decken könnte, wird vielfach vertreten. Ein finnischer Bericht handelt von den Erfahrungen mit Kraftgas aus Holz für Automobile usw.; hierbei entspricht 1 kg Holz etwa 210 g Benzin. Die Luftfahrt hat ihren Motor aus dem Kraftfahrwesen mit einem Einheitsgewicht von rund 4 kg/PS übernommen. Heute sind Motoren von 1 bis herab zu 0,6 kg/PS üblich. Die Einführung von Schweröl als Brennstoff würde vom Standpunkt erhöhter Sicherheit einen Fortschritt darstellen. In Deutschland laufen z. Zt. 245 und im Ausland 230 Lastkraftwagen mit Dieselmotoren der Bauarten Arco-Bosch, Daimler-Benz, Deutz, Junkers und M. A. N., abgesehen von 65 Fahrzeugen mit Dieselmotoren anderer Bauarten.

Der an die beiden Vormittagssitzungen anschließende allgemeine Hauptvortrag von Generaldirektor Dr. Oliven über „Europas Großkraftlinien" entrollte ein Projekt von außerordentlicher Tragweite für die europäische Energiewirtschaft. Dr. Oliven will durch ein einheitliches europäisches Großkraftnetz den Austausch und die Verteilung elektrischer Energien zwischen den einzelnen Ländern ermöglichen. Dies europäische Großkraftnetz würde etwa 10000 km Leitungslänge bei einer Drehstromspannung von 380000 bis 400000 Volt haben.

In der Fachsitzung über „Bau von Großgeneratoren, Transformatoren und anderen elektrischen Maschinen" erstattete Prof. Dr. Ing. M. Kloss den Generalbericht. Eine Fülle von technischen Einzelproblemen, wie Herabminderung von Wärmeverlusten und Verbesserung der Kühlung bei Dampf-Turbo-Generatoren, Material- und Bearbeitungsfragen, Verwendungsmöglichkeiten wurden in den Berichten dieser Fachsitzung eingehend erörtert. Bei den Großtransformatoren treten Kurzschlußsicherheit und Transportschwierigkeiten als leistungsbegrenzende Faktoren auf. Im Bau von Großgleichrichtern sind nach einem deutschen Bericht Leistungssteigerungen bis 16000Amp. möglich. Heute ist der Großgleichrichter ein unbedingt zuverlässiger und betriebssicherer Apparat, was die Einrichtung des elektrischen Betriebes der Berliner Stadt- und Ringbahn beweist, der gänzlich auf Gleichrichter abgestellt ist.

Zu gleicher Zeit verhandelte man über „Gesetze und staatliche Einflußnahme auf die Gas- und Elektrizitätswirtschaft". Die staatliche Beeinflussung der Elektrizitätswirtschaft ist in den einzelnen Ländern sehr verschieden, und schwankt zwischen bloßer Förderung und scharfen Eingriffen durch Genehmigungspflicht für alle Neubauten und Erweiterungen. Sogenannte Generalpläne für die Versorgung eines Landes sind in den einzelnen Ländern bereits aufgestellt.

Im Zeitalter des Motors gewinnen die Aufgaben der „Ölgewinnung und Verarbeitung zu Motortriebstoffen" erhöhte wirtschaftliche Bedeutung. Die Verarbeitung aller irgend verfügbaren Rohmaterialien auf flüssige Treib- und Heizstoffe beschäftigt die Fachmänner der ganzen Welt. 43,9 % des gesamten in den Vereinigten Staaten verarbeiteten Roherdöls wurde 1929 in Benzin umgewandelt. Dagegen müssen erdölarme Länder ihre Treibölversorgung durch Alkohol und Benzol strecken. Ein italienischer Verfasser berechnet die Kosten einer Anlage zur Ausbeutung 4prozentigen Asphaltgesteins für Rohölproduktion von 50000 t pro Jahr auf $^1/_2$ Millionen £. Ein Erdölschieferlager bei Fushun (Japan) verarbeitet täglich 4000 t eines verhältnismäßig ölarmen Rohmaterials mit gutem Erfolg.

Am fünften Tage der Weltkraftkonferenz wurde die „Zusammenarbeit verschiedener Energieerzeugungsanlagen" behandelt. Die Pläne der Verbundwirtschaft richten sich heute bereits auf die Verkupplung von Dampf- und Wasserkraftwerken auf größte Entfernungen und auf eine Zusammenfassung von Elektrizitäts- und Gasversorgung zu einer Energiewirtschaft auf breitester Grundlage.

Der „Energiewirtschaft der Eisenbahnen mit Dampf- und elektrischem Betrieb" galten die Verhandlungen, die unter dem Vorsitz von W. F. Corner (Australien) durch die Generalberichte der Reichsbahndirektoren F. Fuchs und Dr. Ing. Wechmann eingeleitet wurden. Bei der grundlegenden Verschiedenheit der Voraussetzungen beider Hauptbetriebsarten ist nicht anzunehmen, daß die eine durch die andere jemals verdrängt werden könnte. Im Dampflokomotivbetrieb geht das Bestreben vor allem darauf, durch Erhöhung kilometrischer Leistungen das Kapital für Lokomotivbeschaffung einzuschränken. Das Dampfgebiet zwischen 20 und 35 atü bietet noch beachtliche Möglichkeiten zur Verbesserung der Lokomotivwirtschaft. Da hinaus ist man bestrebt, die Vorteile der weiteren Kesselde steigerung auf 60 atü und mehr durch Entwicklung möglichs facher Hochdrucklokomotiven auszunutzen. Die Kohlens lokomotive, die in der Absicht entwickelt wurde, die Brenn kosten des Lokomotivbetriebes durch Verfeuerung geringwe Brennstoffe in Staubform zu verringern, erwies sich besonde Gebiet höherer Leistungen den Lokomotiven mit Rostfeu überlegen. Das zögernde Fortschreiten in der Elektrifizierun Bahnbetrieben ist vorwiegend darauf zurückzuführen, da Elektrifizierung eine bedeutende Erhöhung des Anlageka erfordert. Gleichwohl nimmt die Umstellung auf elektri Betrieb ihren Fortgang. Allgemein zeigt sich das Bestrebe Bahnbetriebe in den Rahmen der Landesenergieversorgung zufügen. Neben der Senkung der Betriebsausgaben biete elektrische Betrieb eine wesentliche betriebliche Entlastun Bahnanlagen durch Wegfall von Kohlentransporten und motivfahrten auf Bahnhöfen und nicht zum mindesten seh achtliche Auswirkungen auf die Sicherheit, deren Pflege Pflicht einer Eisenbahnverwaltung ist.

An die beiden Fachsitzungen schloß sich eine „Italien Stunde", in deren Verlauf Prof. Ing. Vallauri zum T „Energie und Elektrizität" sprach. Der Vortragend schäftigte sich mit dem Wesen der elektrischen Energie und Vor- und Nachteilen. Als Mängel nannte er im besondere Speicherungsunfähigkeit der elektrischen Kraft. Mit der trizität kann aber keine andere Energieform auch nicht in ferntesten in der Leichtigkeit des Transportes, der Teilba der Regulierbarkeit und Umformung aus anderen und in a Energiearten wetteifern.

Am Nachmittag fand ein Empfang der Teilnehmer dur Preußische Staatsregierung in Potsdam statt.

Eine im Vordergrund der Aufgaben neuzeitlicher En wirtschaft stehende Frage, der „Zusammenschluß au dehnter Stromversorgungsgebiete" wurde am sechste verhandelt. Der Zusammenschluß sehr großer Stromversorg gebiete ist an mehreren Stellen bereits durchgeführt worde England ist der Gemeinschaftsbetrieb unter staatlicher Le in der Durchführung begriffen, in Deutschland auf vorwi privatwirtschaftlicher Grundlage im Gange.

Dem zweiten Generalbericht des Tages über „Orts Verbrennungsmotoren" lagen elf Berichte aus sieben Lä zugrunde. Besonders günstig für den Dieselmotor liegen in schaftlicher Hinsicht die Verhältnisse in kohlenarmen Lär wenn er nicht zur Deckung des ständigen Energiebedarfs woh zur Deckung vorübergehenden Höchstbedarfs (Spitzenlastdec von Kraftwerken gebraucht wird.

Den Beratungen über den Bau von „Staumauern Talsperren" lagen außer dem Generalbericht noch ein B der internationalen Talsperrenkommission vor, in dem di gebnisse der Teilkonferenz in Barcelona 1929 verarbeitet w

Am achten Tag bildeten „Dampf- und Gasturbinen Kolbenmaschinen" den Gegenstand der Erörterungen. der Tatsache, daß 9 von 13 Berichten dieser Fachsitzung sic Hochdruckdampf befaßten, darf man schließen, daß der Fra wirtschaftlichen Dampfdruckes noch große Bedeutung messen wird. Dabei ringt sich immer mehr die Erkenntnis d daß es nicht nur auf die Kohlen-, sondern vor allem auf die An und die Instandsetzungskosten ankommt. Neben dem Best nach Anwendung des Hochdruckes bei Dampfkraftanlagen Versuche über ein neues Zweistoffverfahren zur Krafterze einher, bei dem Ammoniak- und Wasserdampf die Arbeitsm sind. Bei 7 at Ammoniakdampf- und 21 at Wasserdampfdruck eine Brennstoffersparnis von rund 30 % erwartet. In Beitrag über die neueste Entwicklung der Großmaschinen u Gasturbinen wurde über eine neue 2000 kW Versuchsmas berichtet, die, aus Gasturbine, Dampfturbine, Luftkompresso Stromerzeuger bestehend, einer Verbrennung unter Druck einen kombinierten Gasturbinen-Dampfturbinenprozeß d zuführen ermöglicht. Je nach der Wärmeverteilung übern die Gasturbine oder die Dampfturbine als Hauptmaschin Erzeugung elektrischen Stromes.

In Kanada (Fachsitzung „Technisch-wirtschaft Ausnutzung von Wasserkräften") ist die Gesamtlei aller aufgestellten Wasserturbinen in den Jahren 1923 bis

3,2 Millionen PS auf 5,3 Millionen PS, in Italien in einem Zeitn von acht Jahren sogar von 2,3 Millionen auf 6,1 Millionen PS iegen. In den Vereinigten Staaten ist z. Zt. das Kraftwerk owingo am Susquehanna-River, eine Wasserkraftanlage von rgewöhnlichen Abmessungen im Bau. Der Fluß wird durch n rund $1^1/_2$ km langen aus 330000 m³ Gußbeton bestehenden damm um rund 27 m aufgestaut. Das Kraftwerk gibt mit en Maschinensätzen eine Leistung von nahezu 380000 PS ab.

Der „Großkraftspeicherung" war eine weitere Fachng gewidmet. Nicht weniger als sieben deutsche Autoren en sich zu einem erschöpfenden Bericht über die Wasserkraftpwerke für Energiespeicherung in Deutschland zusammenn, wo bis Ende des Jahres zwölf Pumpspeicherwerke von 000 kVA Leistung in Betrieb sein werden. Der Vorteil der mpfspeicher bei Elektrizitätswerken liegt in den billigeren stellungskosten der Speicherturbinen und den Ersparnissen Kesseln. Die Anlagekosten eines Ruthspeichers betragen nicht z 40 % von denen einer Kesselanlage gleicher Leistung. Außer eutschland sind vor allem die Elektrizitätswerke in Schweden % aller Ruthanlagen) mit Ruthspeichern ausgerüstet.

DieVerhandlungen über „Erdung, Blitzschutzundgegenige Beeinflussung von Starkstrom- und Schwachmleitungen" befaßten sich mit Fragen, die in vieler Hint auch für die breitere Allgemeinheit unmittelbares Interesse en. U. a. gilt dies von einem deutschen Beitrag, über die gaben, die der elektrotechnischen Industrie und den Elektrizinternehmungen bei Bekämpfung der Empfangsstörungen im dfunk zufallen. Auf dem Gebiete des Blitzschutzes sind durch experimentelle Studium der Gewittererscheinungen und ihrer virkungen auf elektrische Anlagen mit modernen Meßinstruten Erkenntnisse gesammelt, die weit über die bisherigen eorologischen Kenntnisse hinausgehen. Für Hochspannungse ist vor allem der direkte Blitzeinschlag gefährlich, dessen derwellenform gemessen und im Laboratorium bis zu extrem n Spannungen nachgeahmt werden kann.

Die Gedankengänge, die in dem anschließenden großen ptvortrag des Tages von dem bekannten englischen Astroen Prof. Sir Artur Eddington zum Thema „Inneratomare rgie" geäußert wurden, führten weitab aus den Bereichen der nischen Wissenschaft. Die inneratomare Energie ist die stitutionsenergie des Atomkernes und der Elektronen, welche ubstanz der Sterne bilden. Ein Wasserglas voll solcher Energie le genügen, große Kraftmaschinen in Gang zu setzen. Leider wäre zu ihrer Hervorbringung notwendig, die Materie auf die raltemperatur der Sterne, d. i. 30 bis 40 Millionen Grad zu zen — ein Unterfangen, das zu wenig finanziellen Erfolg ver- als daß es dem Energiewirtschaftler von heute eine ernste abe bedeuten könnte.

Der neunte Tag rührte mit dem Thema „Kosten und riebsvergleich verschiedener Energiearten beim ehmer" an eine der brennendsten Fragen der heutigen giewirtschaft. Zu diesem Problem wurden viele Fragen aufrfen: Soll der Verbraucher Rohenergie in Form von Kohle, d dergl. oder aufbereitete Energie in Form von Strom, Gas Dampf beziehen? Welche Art von Energieerzeugungsanlagen wählen und welche Endform der Energie ist für die Kraftebe, für die Wärme- und Heizzwecke am geeignetsten?

„Kessel und Feuerungen" bildeten den Gegenstand des ralberichtes, den Dr. F. Münzinger unter dem Vorsitz von hauptmann Bennholt (Deutschland) erstattete. Herabsetzung Kapitalinvestierungen durch starke Erhöhung der Kesselngen mittels Steigerung von Druck und Temperatur, sowie icklung neuer Kesselbaustoffe, die solcher Beanspruchung chsen sind, kennzeichnen die neuzeitlichen Bestrebungen. iber 400 m³ Wasser können moderne Kessel in einer Stunde ochdruckdampf verwandeln. Kessel zur Erzeugung großer pfmengen sind heute wichtiger als Kessel zur Erzeugung hoher pfdrücke. Handbedienung wird weitgehendst ausgeschaltet. schaftlich ist es, dieselbe Feuerung ganz verschiedenen Brennn anzupassen, so daß z. B. eine Staubkohlenfeuerung auch as oder eine Rostfeuerung für verschiedene feste Brennzusätzlich auch mit Öl oder Kohlenstaub betrieben n kann. Durch geeignete Maßnahmen konnte die Leistung Feuerungen auf das Vierfache der noch vor zehn Jahren nen gesteigert werden. Auch die sog. minderwertigen Brennstoffe, wie Roh-Braunkohle, Torf, Sägespäne, Reishülsen usw. können in besonders konstruierten Feuerungen wirtschaftlich verbrannt werden. Als die universellste Feuerungsart hat sich die Staubfeuerung erwiesen.

„Wasserkraftwirtschaft in einzelnen Ländern" waren die Verhandlungen einer Fachsitzung. Die 7 km breite Einfahrt des Golfs von San José soll durch einen Damm mit 376 eingebauten Turbinen abgeschlossen werden, der die Gezeitenschwankungen auszunutzen gestattet. Damit sollen täglich 10 Millionen kWh zu gewinnen sein. Kanada konnte in den letzten sechs Jahren seine Anlagen zur Gewinnung von Energie aus Wasserkräften um 79 % auf 5,7 Millionen PS steigern. Norwegen hat durch Umleitung eines ganzen Flusses neue Wasserkräfte gewonnen und ist augenblicklich mit einem zweiten derartigen Projekt beschäftigt, das durch ein Kraftwerk mit drei automatischen Unterstationen eine Ausbeute von 283000 PS das ganze Jahr hindurch ergeben wird. Italien erzeugte schon 1928 mit 9,5 Milliarden kWh 95 % der insgesamt aus Wasserkräften erzeugten elektrischen Energie. Wenn Portugal, dessen industriellen Aufschwung der Mangel an eigener Kohle bisher gehemmt hat, seine Wasserkräfte ausbaut, kann es die Kohleneinfuhr um die Hälfte senken. Österreich steht in der 343 km langen Donau eine hochwertige Kraftquelle mit einem jährlichen Arbeitsvermögen von 5450 Millionen kWh zur Verfügung.

Die Vormittagsverhandlungen fanden ihren Abschluß mit einem Vortrag von Dir. Enström (Schweden) über „Die Maschinenkraft als Kulturfaktor", in dem er auf die Bedeutung der Maschine auf die Kultur unseres Zeitalters hinwies.

Am zehnten Tage lagen zum Thema: „Werke mit kombinierter Energiewirtschaft" nicht weniger als 15 Beiträge vor. Eine Schätzung zeigt, daß bei allgemeinem Übergang auf etwa 100 at bei dampfbetriebenen Anlagen theoretisch mindestens eine Mehrmenge von 10 Milliarden kWh jährlich in Deutschland zu gewinnen wären. Kapitalmangel, Fehlen längerer Erfahrungen bei Höchstdruck und Zurückhaltung der betreffenden Industrie- und Elektrizitätswerkskreise gegen ein Zusammengehen, haben die Entwicklung bisher verhindert. Aus der Strahlungswärme der Hochöfen, der Stahlöfen und der Schlackenwärme lassen sich etwa 1000 kg mehr an Dampf gewinnen, die für die benötigten 200 kWh pro Tonne Roheisen gut Verwendung finden könnten. Neben den Problemen der Dampferzeugung spielen die des Ausgleiches von Dampf- und Kraftbedarf eine wesentliche Rolle.

Den „Schaltanlagen und Einrichtungen zur Fernmessung und Nachrichtenübermittlung" war die letzte Fachsitzung der Weltkraftkonferenz gewidmet. Auf dem Gebiete des Schalterbaues wird der Entwicklung ölfreier Hochleistungsschalter besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Ihr Grundprinzip besteht darin, die Rückzündung beim Abschalten von elektrischen Stromkreisen zu verhindern und eine schnelle Funkenlöschung mit kleiner Schaltarbeit zu verbinden. Die automatischen Schaltanlagen haben sich verhältnismäßig schnell eingeführt. Gesteigerte Bedeutung kommt den sog. Lastverteilern zu, zentrale Kommandoanlagen, von denen aus die Hauptschaltungen der einzelnen Schaltanlagen des Netzes nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten geleitet werden. Von ihnen aus ist es möglich, in den Schaltzustand durch Befehle oder direkt mit Hilfe von Fernsteuerungen einzugreifen, um für den wirtschaftlichen Gesamtbetrieb Sorge zu tragen.

Viele Besichtigungen von Kraftwerken und Werken der verschiedensten Industriezweige während und nach der Weltkraftkonferenz gaben den Teilnehmern Einblick in die deutsche Energiewirtschaft. Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hatte im Rahmen der Weltkraftkonferenz ihre bemerkenswertesten Fahrzeuge zu einer Ausstellung zusammengestellt. Außer der 2 C 1-Einheits-Schnellzuglokomotive der Reihe 01, der schweren 2 C 2-Personenzug-Tenderlokomotive der Reihe 63 war als erste ihrer Art die leichte 2 C 1-Einheits-Schnellzuglokomotive der Reihe 03 ausgestellt. Eine Mallet-Lokomotive D + D der Reihe 96, zwei Kohlenstaublokomotiven (AEG und Studiengesellschaft) die Hochdrucklokomotive von Henschel (60 at) und die Hochdrucklokomotive von Schwartzkopf-Löffler (120at) vervollständigten die Ausstellung der Dampflokomotiven. Neben der Diesellokomotive mit Druckluftübertragung waren elektrische Schnell- und Güterzuglokomotiven der Reihen E 16, E 17, E 75 und E 95 vertreten. Meßwagen für Dampf- und elektrische Lokomotiven, für

Energiewirtschaft, für Bremsen, Unterrichtswagen für Elektrotechnik und Sicherungswesen, der Psychotechnische Untersuchungswagen, verschiedene Triebwagen, ein 60 t-Großraum-Güterwagen für Koksbeförderung und Oberbaugeräte und Fahrzeuge wie Gleisbau-Kranwagen, Kraft-Kleinwagen, Gleisstopfmaschinen, Schotter-Entladewagen, Sprengwagen, Walzenbeförderungswagen und verschiedene Schienen-Entladevorrichtungen vervollständigten die Ausstellung. An die Ausstellung schlossen sich Versuchsfahrten an, die den Teilnehmern der Weltkraftkonferenz Gelegenheit boten, die neuesten Lokomotiven der Reichsbahn in Betrieb zu sehen.

Es ist unmöglich, die zahlreichen und wichtigen Einzelergebnisse der Fachsitzungen der Weltkraftkonferenz kurz zusammenzufassen. Das wichtigste Ergebnis ist darin zu sehen, daß viele erfahrene Fachleute der ganzen Welt persönliche Beziehungen angeknüpft haben.

Den Weg zur Verbilligung der Energie erblickt die W kraftkonferenz in der Herabsetzung der Kosten der Ener erzeugungs- und Verteilungsanlagen durch zahlreich besproch technische und organisatorische Mittel und in der Erhöhung Benutzungsdauer dieser Anlagen. Die zweite Weltkraftkonfe hat ferner gezeigt, daß die Versorgung der Welt mit Maschi kraft, Licht und Wärme zur Verminderung der Arbeitslosig führen muß. Große Zukunftsausblicke hat ferner die zw Weltkraftkonferenz auf wissenschaftlichem, technischem, w schaftlichem und soziologischem Gebiet eröffnet. Möge die wartung gerechtfertigt sein, daß bei den tiefen Zusammenhär alles Geschehens mit dem Fortschreiten auf materiellem Ge die Menschheit auch auf geistigem stetig höhere St erklimmt.

Reichsb.-Baumeister Putz

# Buchbesprechungen.

**Lehrstoffhefte der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.** Lehrfach m 5 III 1, Lokomotivkunde. Heft 1: Übersicht über die geschichtliche Entwicklung der Lokomotive. Der Lokomotivkessel. Geh. 1.— *RM*. — Heft 2: Die Ausrüstung des Lokomotivkessels. Geh. 1.— *RM*. — Heft 3: Verbrennung, Wärmewirtschaft, Feuerbehandlung, Dampfkunde und Dampfwirtschaft. Geh. 1.— *RM*. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn, Berlin W 8, Wilhelmstraße.

Das erste Heft aus jedem Lehrfach erläutert den Zweck der Lehrstoffhefte in den Dienstanfängerschulen der Reichsbahn. Abbildungen, Skizzen, Zeichnungen, Tabellen, einschlägige chemische und physikalische Vorgänge sind, wo es zur Klarheit des Stoffes zweckmäßig erscheint, in Wort und Bild zahlreich eingefügt. Jedes Heft enthält Wiederholungsfragen und Schriftennachweis für weiteres Studium. Außer den im Titel der Hefte enthaltenen Angaben sind ausführlich behandelt: Heft 1: Einteilung, Bezeichnung der Lokomotiven, Sonderausführungen von Lokomotiven, Lagerung des Lokomotivkessels. Heft 3: Verschlechterung und Verbesserung des Wirkungsgrades durch Kohlensorten. Verdampfungsvorgang. Nutzen der Dampfdehnung, hoher Eintrittsspannung des Heißdampfes. Nachteile eines zu hohen Wasserstandes. Dampfverlust beim Abblasen der Sicherheitsventile.

Lehrfach w 7 1. Wesen und Aufgabe der Betriebsführung. Geh. 0,75 *RM*. Werkstättenorganisation 1925. Sondergruppen. Fließarbeit. Austauschbau, Normung, Vorrats- und Reihenarbeit. Arbeitsvorbereitung, Arbeitsaufnahme. Fristenverfahren. Zeitaufnahmen. Vorrichtungen für Sonderzwecke. Arbeitsprüfung. Förderwesen und Unfallverhütung.

Die Hefte sind nicht nur für Dienstanfänger der D.R.G. eine zweckentsprechende Unterlage für die Erleichterung des Unterrichts, sie sind auch geeignet, Studierenden, technischen Lehranstalten sowie sonstigen Außenstehenden wertvolle Aufschlüsse zu geben.

Fl.

**Wärmewirtschaft im Eisenbahnwesen.** Von Dr. Ing. Fr. Landsberg, Berlin. Verlag von Theodor Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1929. 208 Seiten, 80 Abbildungen. Geh. 13.— *RM*, geb. 14.50 *RM*.

Das Buch erschien im Rahmen des Sammelwerkes „Wärmelehre und Wärmewirtschaft in Einzeldarstellungen" (herausgegeben von Prof. Dr. Pfützner unter Mitwirkung von Prof. Dr.-Ing. A. Naegel und Prof. Dr. Ing. W. Pauer, Dresden) als Band VII.

Der Verfasser ist bei der wissenschaftlichen und praktischen Durchbildung der neuzeitlichen Wärmewirtschaft im Eisenbahnwesen von Anfang an an hervorragender Stelle tätig gewesen und als Fachmann auf diesem Gebiet bestens bekannt. Er behandelt in fünf Abschnitten und einem Anhang das gesamte Gebiet der Brennstoff-, Wärme- und Energiewirtschaft im Eisenbahnwesen, das sich infolge seiner Bedeutung zu einem besonderen Arbeitsgebiet in der Verwaltung der Deutschen Reichsb Gesellschaft herausgebildet hat.

Ausgehend von den Brennstoffvorkommen Deutschla den Eigenschaften der Brennstoffe und den Beziehungen Eisenbahnwesens zur Brennstoff- und Energiewirtschaft wird einzelnen die Entwicklung und Weiterbildung der Wär wirtschaft im Betriebe mit Dampf- und Öllokomotiven sowi der elektrischen Zugförderung behandelt, woran sich vergleich Betrachtungen über die Wirtschaftlichkeit der verschied Zugförderungsarten schließen. Hierbei haben die neuesten F schritte auf dem Gebiete der Zugförderung mit Dampf-, Di und elektrischen Lokomotiven eine gebührende Würdig gefunden (Hochdruck-Dampflokomotiven, Turbo-Lokomoti Kohlenstaubfeuerung, Ölmotorenantrieb mit elektrischer, Dr luft- und Zahnradübertragung). Eingehend ist auch die Wär wirtschaft der ortsfesten Dampfkesselanlagen, der Raumheiz des Schmiedebetriebes, der Gießereien und der Nebenanla z. B. der Holztrocknungsanlagen, behandelt. Im Anhang we Hinweise über die zweckmäßige Lagerung von Kohle und Koh staub zwecks Vermeidung von Selbstentzündung und St explosionen gegeben.

Das Buch gibt erstmalig einen umfassenden Überblick den heutigen Stand der Wärmewirtschaft im Eisenbahnwe Es zeigt, wie weitgehend die Deutsche Reichsbahn-Gesellsc sich wärmewirtschaftliche Erkenntnisse zunutze gemacht und gibt auch dem Lehrer, dem Wärmeingenieur sowie beteiligten Industrien wertvolle Aufschlüsse.

Böttche

**Süberkrüb, Fahrzeug-Getriebe.** Beschreibung, kritische trachtung und wirtschaftlicher Vergleich der bei Maschinen wendeten Getriebe mit fester und veränderlicher Übersetz und ihre Anwendung auf Gleis- und gleislose Fahrzeuge. 137 Abbildungen im Text, 16 Abbildungen im Anhang 15 Zahlentafeln. Verlag von Julius Springer-Berlin, 1 Preis: geh. 24 *RM*, geb. 25,50 *RM*.

Im ersten Abschnitt des Buches werden die Anforderu behandelt, die der Fahrbetrieb an die Getriebe stellt, im zwe Abschnitt die Getriebe-Elemente (Wellen, Stangen, Kupplu und Federungen, Zahnräder usw.). Der dritte Abschnitt enth eine eingehende Darstellung der verschiedenen Getriebe und des Kardangetriebes, der Zahnrädergetriebe mit fester und änderlicher Übersetzung für einfache und geteilte Leistung gabe, der unverzahnten Getriebe, der Flüssigkeits- und getriebe und der elektrischen Getriebe. Der letzte Absch bringt einen Vergleich der Getriebe vom Standpunkt der Bra barkeit für die einzelnen Fahrzeuge. Den Schluß bildet eine R von Abbildungen ausgeführter Getriebefahrzeuge.

Das Buch bietet einen sehr guten Überblick über die arten der Fahrzeuggetriebe und über ihre Eignung für die schiedenen Fahrzeuge. Das Studium dieses reichhaltigen Bu ist den in Bahn- und Werkstättenbetrieben stehenden Ingenie sehr zu empfehlen.

Sorge

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

rgan für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
riftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
Jahrgang 15. September 1930 Heft 18

## Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen

# Preisausschreiben

Auf Beschluß des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen werden hiermit Geldpreise im Gesamtge von 30000 Mark zur allgemeinen Bewerbung öffentlich ausgeschrieben, und zwar:

A. **für Erfindungen und Verbesserungen, die für das Eisenbahnwesen von erheblichem Nutzen sind,**

B. **für hervorragende schriftstellerische Arbeiten aus dem Gebiete des Eisenbahnwesens.**

Für die einzelnen Bewerbungen werden Preise von 1500 Mark bis zu 7500 Mark verliehen.

**Für den Wettbewerb gelten folgende Bedingungen:**

1. Nur solche Erfindungen und Verbesserungen, die ihrer Ausführung oder Erprobung nach, und nur solche schriftstellerischen Werke, die ihrem Erscheinen nach in die Zeit

vom 1. April 1926 bis 31. März 1932

fallen, werden bei dem Wettbewerb zugelassen.

2. Jede Erfindung oder Verbesserung muß von einer zum Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen gehörigen Eisenbahn bereits vor der Anmeldung erprobt sein; der Antrag auf Erteilung eines Preises muß durch diese Verwaltung unterstützt sein. Gesuche um Begutachtung oder Erprobung von Erfindungen oder Verbesserungen sind nicht an die Geschäftsführende Verwaltung des Vereins, sondern unmittelbar an eine dem Verein angehörende Eisenbahnverwaltung zu richten.

3. Preise werden für Erfindungen und Verbesserungen nur dem Erfinder, nicht aber dem zuerkannt, der die Erfindung oder Verbesserung zum Zwecke der Verwertung erworben hat, und für schriftstellerische Arbeiten nur dem Verfasser, nicht aber dem Herausgeber eines Sammelwerkes.

4. Die Bewerbungen müssen in Druck- oder wenigstens in gut lesbarer Maschinenschrift eingesandt werden; sie sollen die Erfindungen oder Verbesserungen durch Beschreibung, Zeichnung, Modelle usw. übersichtlich so erläutern, daß über die Beschaffenheit, Ausführbarkeit und Wirkungsweise der Erfindungen oder Verbesserungen ein sicheres Urteil gefällt werden kann. Bewerbungen, die Mängel in dieser Richtung aufweisen oder Zweifel zulassen, können zurückgewiesen werden. Solchen Bewerbungen, die nicht in deutscher Sprache eingereicht werden, ist eine deutsche Übersetzung in doppelter Ausfertigung beizufügen. Die Beschreibungen, Zeichnungen und sonstige Anlagen gehen in das Eigentum des Vereins über.

5. Der Verein hat das Recht, die mit einem Preise bedachten Erfindungen oder Verbesserungen zu veröffentlichen.

6. Die Zuerkennung eines Preises schließt die Nachsuchung oder Ausnutzung eines Patentes durch den Erfinder nicht aus. Jeder Bewerber ist jedoch verpflichtet, die aus dem erworbenen Patente etwa herzuleitenden Bedingungen anzugeben, die er für die Anwendung der Erfindungen oder Verbesserungen durch die Vereinsverwaltungen beansprucht.

7. Die schriftstellerischen Arbeiten, für die ein Preis beansprucht wird, müssen in zwei Stücken eingereicht werden; sie gehen in das Eigentum des Vereins über.

In den Bewerbungen muß der Nachweis erbracht werden, daß die Erfindungen und Verbesserungen ihrer Ausung oder Erprobung nach, die schriftstellerischen Arbeiten ihrem Erscheinen nach derjenigen Zeit angehören, die der ewerb umfaßt.

Die **Bewerbungen** müssen während des Zeitraumes

vom 15. April 1931 bis 15. April 1932

frei an die Geschäftsführende Verwaltung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Berlin W 9, Köthener e 28/29, eingereicht werden.

Die Prüfung der eingegangenen Bewerbungen, sowie die Entscheidung darüber, an welche Bewerber und in er Höhe Preise zu erteilen sind, erfolgt durch den Preisausschuß des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen ufe des Jahres 1933.

Berlin, im August 1930

W 9, Köthener Straße 28/29.

**Geschäftsführende Verwaltung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen.**

# Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung.

Von Ing. **Max Reiter**, Neuaubing bei München.

I. Das Schweißen von Schienen mittels des elektrischen Lichtbogens. 1. Als Stumpf- oder Verbindu schweißung, 2. als Laschen-Nahtschweißung.
II. Die aluminothermischen Verfahren. 1. Die Stumpfschweißung, 2. das Zwischengußverfahren ohne Stauch 3. das kombinierte Verfahren, 4. das Zwischengußverfahren mit Stauchung.
III. Die elektrische Widerstands-Abschmelzschweißung.
IV. Das Normalglühen von geschweißten Schienenstößen.
V. Ergebnisse der Festigkeitsprüfungen von geschweißten Schienenstößen. 1. Der Zerreißversuch, 2. Kaltbiegeprobe, 3. der Schlagbiegeversuch, 4. der Kerbschlagbiegeversuch, 5. die Dauerwechselschlagprobe, 6. die Kugeldr probe nach Brinell.
VI. Welche Folgerungen können aus den Versuchsergebnissen gezogen werden?

Der Schienenstoß ist heute noch, trotz aller Verbesserungen, bis zu einem gewissen Grade eine schwache Stelle im Gleis. Die Beseitigung der zerstörenden Wirkungen des verlaschten Schienenstoßes war schon von jeher das Ziel der Gleistechniker. Verfolgt man die Bestrebungen zur Vermeidung der Mängel des Schienenstoßes, so zeigen sich zwei Richtlinien für die technische Lösung dieser Frage. Einerseits bemühten sich die Oberbaufachleute, den Schienenstoß immer mehr zu vervollkommnen und andererseits waren sie bestrebt, die Zahl der Stöße im Gleis durch Anwendung immer längerer Schienen möglichst zu verringern. Die Entwicklung der Stoßverbindung dürfte durch die Einführung des Breitschwellenstoßes so gut wie abgeschlossen sein, da hierdurch der Schienenstoß wohl seine größtmögliche Vervollkommnung gegenüber allen anderen Ausführungen (ruhende und schwebende Stöße mit Flachlaschen, Winkellaschen, Keillaschen usw., Brückenstöße, Stoßfanglaschen und Blattstöße aller Art) erreicht hat. Andererseits hat der Schienenstoß durch seine weitgehende Ausschaltung nicht mehr dieselbe Bedeutung wie früher.

Bei den Bestrebungen, die Zahl der Stöße zu verringern, standen zwei Wege offen: entweder immer längere Schienen auszuwalzen oder kürzere Schienen auf der Strecke zu einer grösseren Länge zusammenzuschweißen. Das erstere wird mit der 30 m-Schiene einen gewissen Abschluß gefunden haben, da weniger bei der Herstellung im Walzwerk — es soll schon möglich sein 90 m-Schienen auszuwalzen —, sondern vielmehr beim Transport von Schienen von mehr als 30 m Länge große Schwierigkeiten auftreten dürften. Beides ist aber als ein Verdienst der Schweißtechnik anzusehen, da ja bekanntlich die Herstellung der 30 m-Schiene auf die rasche Entwicklung der Schweißtechnik zurückzuführen ist. Im folgenden soll zunächst ein zusammenhängendes Bild der Schienenschweißung von ihren Anfängen bis zum jetzigen Stand der Entwicklung wiedergegeben werden. Anschließend sollen die Ergebnisse einer durchgeführten Versuchsreihe eingehend untersucht und die Folgerungen, die sich daraus für die künftige Entwicklung der Schienenschweißung ergeben, kurz erläutert werden.

Im Laufe der Jahre wurden als Schienenschweißverfahren sowohl reine Schmelz- und Preßschweißung, als auch beide Verfahren miteinander kombiniert mit wechselndem Erfolg angewandt. Neuerdings wurde auch versucht, Schienen nach dem elektrischen Widerstands-Abschmelzschweißverfahren zu verschweißen. Meines Wissens wurden derartige Versuche bereits von der A.E.G. Berlin durchgeführt, über deren Ergebnis bis jetzt nichts bekannt geworden ist. Bei allen erwähnten Schweißverfahren wird der Ausgangswerkstoff, die Schiene, in der Nähe der Schweißstelle mehr oder weniger überhitzt und dadurch spröder als zuvor. Die Wiederherstellung des Normalzustandes kann durch Ausglühen erreicht werden. Diese Art der Wärmebehandlung bezeichnet man mit „Normalglühen", worauf später noch eingegangen werden soll.

Um nun ausreichende Aufschlüsse über die mechanischen Eigenschaften der nach den verschiedenen aluminothermischen, sowie nach dem Widerstandsschweißverfahren geschweiß teils ungeglühten, teils normalgeglühten Schienenstöße gewinnen, wurde vom Reichsbahnausbesserungswerk aubing eine umfassende, vergleichende Versuchsreihe du geführt. Aus nachfolgender Zusammenstellung sind einzelnen Schweißverfahren ersichtlich, nach denen die suchsstöße hergestellt waren.

Wie daraus hervorgeht, wurden die Stöße je zur H im ungeglühten und normalgeglühten Zustand untersu Zunächst seien die aufgeführten Verfahren einschließlich Lichtbogenschweißung etwas näher erläutert. Die einze Arten werden dabei nur vom schweißtechnischen bzw. tec logischen Standpunkt aus beschrieben, also unter Ausschal der praktischen Ausführung*). Da eine strenge Unterte in Preß- und Schmelzschweißung nicht immer durchfüh gewesen wäre wegen teilweiser Kombination beider Verfal so wurde im folgenden, soweit möglich, mehr oder we die Reihenfolge der Entwicklung eingehalten.

## I. Das Schweißen von Schienen mittels des elektris Lichtbogens.

### 1. Die Stumpf- oder Verbindungsschweißung.

Die ersten praktischen Versuche mit der Verschwei von Schienen mittels Lichtbogens reichen etwa in das Jahr zurück und wurden von der Akkumulatorenfabrik Berlin-Hagen bei der Straßenbahn Hagen vorgenommen. Verfahren bestand in der einfachen Stumpf- oder Verbindu schweißung der beiden Schienenenden mittels eines zwis Schiene und Elektrode gezogenen Lichtbogens. Die Er schienen überraschend gut zu sein; denn nach einiger Zei Beobachtung zeigten die Stöße keinerlei Mängel oder änderungen.

Leider ließ man sich durch diese scheinbar güns Ergebnisse allzu früh dazu verführen, dieses Schweißverfa in größerem Umfang anzuwenden, was wohl in der dama geringen Kenntnis der Schweißvorgänge und der Metallogra begründet lag. Erfahrungsgemäß treten aber die Nach dieses Verfahrens nicht sofort, sondern erst nach längerer in Erscheinung. Nachdem die Stöße einige Jahre hind gut gehalten hatten, zeigten sich die Fehler in schlimm Ausmaß. Bei den meisten Stößen löste sich das eingeschw Material von der Schiene ab und in verhältnismäßig k Zeit war der Stoß vollkommen zerstört. Abb. 1 zeigt nach diesem Verfahren geschweißte Schienenstöße. Die bröcklungen sind hier sehr deutlich zu sehen. Der G für diese Zerstörungserscheinungen ist ohne Zweifel in raschen Abkühlung des Zusatzwerkstoffes und der damit bundenen Verschiedenheit im Gefüge von Schiene und Sch gut zu suchen**). In der unten angeführten Abhand habe ich diese Abkühlungsvorgänge für Radreifen erläu Die Verhältnisse sind bei Schienen entsprechende, nur

*) Schönberger, Schienenschweißung bei der Reichsb direktion Nürnberg. Organ, Heft 22, Jahrgang 1925; Hef Jahrgang 1927; Heft 1, Jahrgang 1929.

**) Reiter, Spurkranzschweißung, Ergebnisse und E rungen, Organ 1929, Heft 1.

Zusammenstellung der untersuchten, geschweißten Schienenstöße.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | | 7 | | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Anzahl der untersuchten Stöße im | | Schienenform | | |
| uupt-ppe | Lfd. Nr. | Untergruppe | Kennzeichnung der Schweißung | Geschweißt von | ungeglühten | normalgeglühten | ungehärtet | gehärtet | Bemerkungen |
| | | | | | Zustand | | | | |
| Aluminothermische Schweißung | 1 | Reine Stumpf- oder Preßschweißung | Im teigigen Zustand verschweißt mit Zwischenblech | Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin, Tempelhof | 3 | 3 | B[1]) X | | |
| | 2 | Zwischen- oder Schmelzguß ohne Stauchung | Schmelzguß im ganzen Querschnitt | Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin, Tempelhof | 3 | 3 | B X | | Sämtliche Schienen ohne Abnützung |
| | 3 | Kombiniertes Verfahren | Schmelzguß in Fuß und Steg, Preßschweißung im Kopf | Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin, Tempelhof | 3 | 3 | B X | | |
| | | | | Gesellschaft für Aluminothermie Ingwer Block, Berlin | 3 | 3 | B X | | |
| | | | | Reichsbahnausbesserungswerk Neuaubing | 5 | 5 | S 49 | | |
| | | | | | 5 | 5 | | S 49 | |
| | 4 | Zwischen- oder Schmelzguß mit Stauchung | Schmelzguß im ganzen Querschnitt mit nachfolgender Stauchung | Gesellschaft für Aluminothermie Ingwer Block, Berlin | 3 | 3 | B X | | mit Sparform |
| | | | | | 3 | 3 | B X | | ohne Sparform |
| | | | | Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin, Tempelhof | 3 | 3 | B X | | ohne Sparform |
| ktrische rstands-eißung | 5 | Abschmelzverfahren | Elektrische Vorwärmung bis zum Schmelzen mit nachfolgender kräftiger Stauchung | Alfred Pretzschner G. m. b. H., Pasing bei München | 5 | 5 | S 49 | | |
| | | | | | 5 | 5 | | S 49 | |

[1]) Bayerische Schienenform X.

Unterschied, daß hier nicht aufgeschweißt, sondern Material hen die beiden Schienenenden eingeschweißt wird.

Beim Lichtbogenschweißen wird je nach der Masse des stückes die entstandene Wärme in einem mehr oder er steilen Gefälle abgeleitet und durch die rasche Abng im Schweißgut nahezu ein Härtungsgefüge, Abb. 2, gt, während die Schiene ihr Walzgefüge, Abb. 3, beit. Der verschiedene Gefügeaufbau von Schiene und zwerkstoff bedingt grundverschiedene mechanische Eigenen. Der Übergang von Schiene und Schweißgut erfolgt plötzlich. Somit ist hier eine kritische Zone vorhanden, Bruchfestigkeit wesentlich niedriger liegt als die in den rmonaten auftretenden Zugbeanspruchungen, so daß das eingeschweißte Material von der Schiene ablöst. Art der Bruchursache bei Lichtbogenverbindungsißungen tritt hauptsächlich bei Ausgangswerkstoffen mit em Kohlenstoffgehalt in Erscheinung.

Trotz dieser Mißerfolge in der einfachen Stumpfschweißung chte man das Glück:

**2. in der Laschen-Nahtschweißung.**

Anfänglich wurde die Lasche nicht durchgehend, sondern n einzelnen Punkten mit der Schiene verschweißt. Auch der Brücken-, Kopfspannungsstoß usw. bewährten sich nicht, bis sich als letzte Stufe die durchgehende Nahtschweißung herausbildete, bei der ein gewisser Ruhepunkt eingetreten zu sein scheint (vgl. Abb. 4). Hierbei werden die eben bearbeiteten Schienenenden ganz dicht zusammengestoßen und die beiden Laschen mit der Schiene am Kopf und Fuß durch Nähte verschweißt. Hiermit glaubte man nun ein Schienenschweißverfahren von dauerndem Erfolg geschaffen zu haben. Einerseits ließen die Werkstattversuche und die ersten Beobachtungen nichts zu wünschen übrig, andererseits wäre das Verfahren denkbar einfach und mit verhältnismäßig geringen Kosten verbunden gewesen.

Obwohl das Nahtschweißverfahren in den folgenden Jahren noch wesentlich verbessert wurde, hat es hinsichtlich der Güte und Lebensdauer ebenso enttäuscht, wie die Stumpfschweißung. Nach längerer Liegedauer der Stöße zeigten sich in den Schweißnähten Risse, die von der Stoßfuge aus beginnend nach dem Laschenende zu verliefen und zuerst in der Kopf-, später auch in der Fußnaht auftraten. Mit diesen Rissen verfällt ein Stoß langsam aber sicher der Zerstörung. Damals glaubte man die Ursache in der zerstörenden Wirkung der fortgesetzten Erschütterungen durch den Betrieb suchen zu müssen. In Wirklichkeit ist aber der Grund, ebenso wie

bei der Stumpfschweißung, in der raschen Abkühlung zu suchen, während der schon ganz feine Haarrisse entstehen, die nach längerer Zeit infolge der immer währenden Erschütterungen als Längsrisse in Erscheinung treten. Die Laschennahtschweißung eignet sich demnach nur für Nebengleise von untergeordneter Bedeutung, aber hier ist der Vorteil des geschweißten Stoßes gegenüber dem Laschenstoß nicht sehr groß, so daß sich also die Lichtbogenschweißung für das Verschweißen von Schienenstößen vorerst in der Praxis noch nicht bewährt hat. Neuerdings wird wieder eifrig daran gearbeitet, auch dieses Verfahren für die Schienenstoßschweißung verwendbar zu entwickeln. Die Beseitigung der oben erwähnten Mängel könnte wohl nur durch verzögerte Abkühlung des Schweißgutes erreicht werden, so daß die beiden Grenzflächen geringere Gefügeverschiedenheiten und damit auch geringere Unterschiede in den mechanischen Eigenschaften aufweisen. Ein Fortschritt in dieser Richtung ist zweifellos durch den Schweißdraht mit Schlackenseele

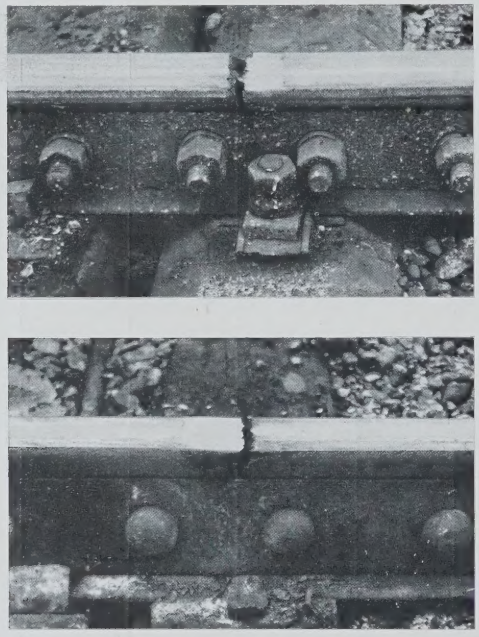


Abb. 1. Zwei gebrochene, im Lichtbogen geschweißte Schienenstöße. Bruch am Übergang von der Schiene zum Schweißgut.

erreicht worden. Die Schlacken gelangen während des Schmelzvorganges zum Teil an die Oberfläche der Schweißraupe und schützen diese bis zu einem gewissen Grade vor allzu rascher Abkühlung, die ja bekanntlich die Kristallisation in weitem Maße beeinflußt. Auch die Verwendung von umhüllten Elektroden verfolgt das gleiche Ziel.

Es ist richtig, daß mit derartigen Drähten schon wesentliche Verbesserungen auf diesem Gebiete erreicht worden sind, aber die Abschreckwirkung auf das Schweißgut, welche durch die rasche Wärmeableitung des Werkstückes (Schiene) hervorgerufen wird, kann dadurch nicht beseitigt werden. Auch die Abkühlung des Werkstückes scheint hierfür nicht geeignet zu sein. Ob es möglich sein wird, diese Abschreckwirkung überhaupt auszuschalten, werden weitere Versuche zeigen müssen. Für die weitere Entwicklung der Lichtbogenschweißung dürfte die Erreichung dieses Zieles von größter Bedeutung sein.

Einige Jahre früher, etwa um 1900 herum, versuchte man bereits Schienen

### II. nach dem aluminothermischen Verfahren

zu verschweißen. Der aluminothermische Prozeß ist schon seit Mitte vorigen Jahrhunderts bekannt und es ist ein Verdienst von Prof. Dr. Hans Goldschmidt, dieses Verfahren für die Technik verwendbar entwickelt zu haben. Das Verfahren als solches darf als bekannt vorausgesetzt werden. Die aluminothermische Schweißtechnik stützt sich auf die Eigenschaft des Thermits, daß bei der Reaktion große Wärmemengen in ganz kurzer Zeit frei werden. Nach Goldschmidt* ist eine aluminothermische Reaktion eine solche, bei der ein reduzierendes Metall auf eine Metallverbindung derart einwirkt, daß das Gemisch, an einer Stelle zur Entzündung gebracht, von selbst weiter brennt, so daß sich unter völliger Oxydation des reduzierenden Elementes eine flüssige Schla

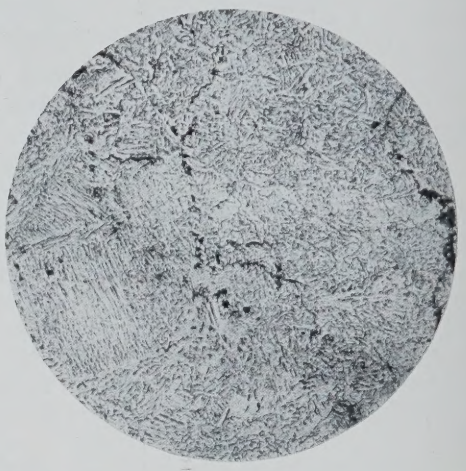


Abb. 2. Kleingefüge des Schweißgutes eines im Lichtbogen geschweißten Schienenstoßes. Martensitisches Gefüge. Ätzung II × 100.

Abb. 3. Gefüge einer Schiene im Kopf. Ferrit-Perlit-Gefüge. Ätzung II × 100.

bildet und das reduzierte Metall sich als einheitlicher schmolzener Regulus abscheidet. In der Praxis wird das Mischungsverhältnis meist so gewählt, daß das erschmolzene aluminothermische Eisen, im folgenden kurz „Thermit"-Eisen genannt, etwa $^{5}/_{10}$ bis 1 Prozent Aluminium enthält. Die bei der Reaktion freiwerdende Wärme wird für die Schweißung der Schienen ausgenützt. Das Verfahren wurde zuerst versuchsweise zum Verschweißen von Straßenbahnschienen angewandt und später in wachsendem Umfange und mit bestem gutem Erfolg durchgeführt. Heute findet das Verfahren nicht nur beim Verschweißen von eingebetteten Straßenbahnschienen, sondern auch von freiliegenden Vignolgleisen bei der Eisenbahn Anwendung.

*) Goldschmidt „Aluminothermie".

Als erstes Verfahren entstand

**1. die sogenannte Stumpfschweißung.**

In Abb. 5 ist das Verfahren wiedergegeben. Daraus ist sehen, daß die „Stumpfschweißung" in das Gebiet der n Preßschweißung gehört. Die beiden Schienenenden en zuerst genau aufeinander passend bearbeitet und dann dicht gegeneinander gestoßen. Hierauf wird die Stoßfuge einer zweiteiligen Sandform umgeben, in die aus einem tiegel (also kein Spitztiegel) über den Sand hinweg die ge Thermitmasse gegossen wird. Die oben schwimmende

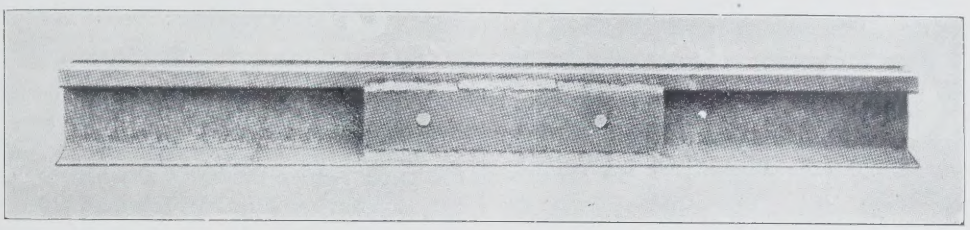
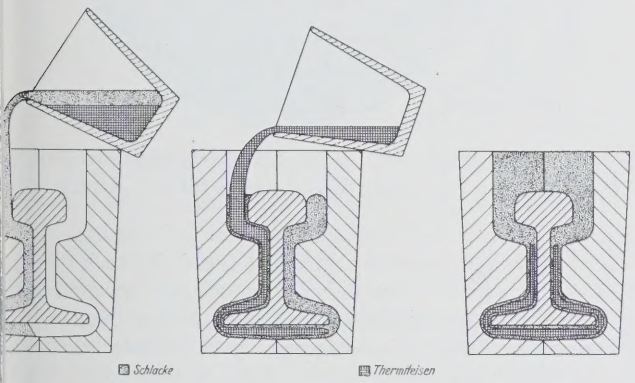


Abb. 4. Geschweißter Laschenstoß mit Flachlaschen.

e Schlacke fließt dadurch zuerst ab und umgibt das stück mit einer Art Schutzschicht, die auch durch das olgende Eisen nicht mehr aufgelöst wird. Ein Ver-elzen der beiden Schienenenden wird also dadurch ver-rt. Nachdem die Schienenenden durch den Thermitguß gend erwärmt und auf Schweißhitze gebracht sind, werden durch einen Klemmapparat zusammengestaucht und will dadurch eine Schweißung nach Art der gewöhnlichen schweißung erreichen. Bei diesem Verfahren soll also




bb. 5. Bildliche Darstellung einer Stumpfschweißung.

eine Druckschweißung zustande kommen. Die aus dem nit freiwerdende Wärme wird nur dazu benützt, die nenenden auf Weißglut zu erhitzen.

Wie nicht anders zu erwarten war, konnte sich dieses ren auch späterhin trotz Verbesserungen nicht durch-. Neben den Nachteilen der schwierigen Bearbeitung Schienenstoßflächen auf der Strecke und des hohen nitverbrauches besitzt ein stumpfgeschweißter Stoß e mechanische Festigkeiten. Einmal wird, wie bei allen eißverfahren, und ganz besonders bei den alumino-ischen, durch die hohe Temperatur des Thermiteisens 3000° C unmittelbar nach der Reaktion im Tiegel) in Schienen eine sehr starke Kornvergrößerung hervor-n, die in der Nähe der Schweißstelle reine Widmann-ensche Struktur ergibt (vergl. Abb. 17*), wodurch die nischen Eigenschaften, vor allem die spezifische Schlag-keit, ungünstig beeinflußt werden. Weiter bewirkt die Temperatur in den Schienenenden eine sehr starke Randentkohlung. Überhitzter Stahl wird durch zweckmäßiges Glühen (vergl. Abschn. IV) wieder regeneriert, die Entkohlung kann aber natürlich nicht mehr rückgängig gemacht werden.

Nach Mars*) ist die Schweißbarkeit die Eigenschaft der Stähle, sich im hocherhitzten plastischen Zustand miteinander dermaßen verbinden zu lassen, daß vollkommene Adhäsion zwischen den Kristallen der zusammengeschweißten Teile eintritt, wobei er unter Adhäsion die Kräfte versteht, welche zwischen den sich berührenden Molekeln zweier nebeneinander stehender Kristalle herrschen. Die Schweißbarkeit ist also nichts anderes, als der der Verschmelzung zweier flüssiger Stoffe entsprechende Vorgang für den plastischen Aggregatzustand. Die der Schweißung zugrunde liegende Kraft ist lediglich die bei der Schweißhitze gesteigerte Adhäsion beider Stahlteile ohne Zuhilfenahme eines Klebmittels oder Lotes. Die echte Schweißung wird in der Weise durchgeführt, daß beide Teile an den zu verschweißenden Stellen auf Weißglut erhitzt werden, darauf zusammengelegt und mit kräftigen Hammerschlägen bearbeitet werden. In der Regel gelingt eine gute Schweißung auf diese Weise nur bei den weicheren Stahlsorten unter 0,5% Kohlenstoffgehalt, doch ist der C-Gehalt bei diesen Stählen kein genaues Maß für die Schweißbarkeit, weil bei der Schweißhitze eine sehr starke Oberflächenentkohlung eintritt, also in Wirklichkeit stets ein kohlenstoffärmeres Eisen verschweißt wird.

Bei der Schienenstumpfschweißung ist nun das kräftige mechanische Durcharbeiten der Schweißstelle, wodurch auch die Überhitzung zum Teil beseitigt werden könnte, durch die Stauchung ersetzt. Wie später noch gezeigt wird, kann aber auf keinen Fall angenommen werden, daß die Stauchung das Hämmern ersetzen kann. In Wirklichkeit werden, wie aus Abb. 17 ersichtlich ist, die Kristalle der beiden Schienenenden breitgedrückt und sozusagen aneinander geklebt.

Auf Grund der Tatsache, daß kohlenstoffärmeres Material leichter schweißbar ist, suchte man die Aufgabe dadurch zu lösen, daß man zwischen die beiden Schienenenden eine dünne Lage Weicheneisenblech von 4 bis 6 mm Stärke einlegte, das mit den Schienen schweißbar sein soll. Es fehlt hier aber ebenfalls die mechanische Durcharbeitung der Schweißstelle. Außerdem besitzt hier der Stoß statt einer gefährlichen Zone deren sogar zwei, was also eine Verschlechterung gegenüber früher bedeutet. Entsprechend dem verschiedenen Kohlenstoffgehalt sind, wie Abb. 17 zeigt, die Kristalle des Zwischenbleches nicht in dem Maß gewachsen, wie die der Schiene. Durch die Stauchung wurden zwar die Kristalle des Zwischenbleches etwas verdichtet, die der Schiene dagegen breitgedrückt. Zwischen beiden bleibt eine scharfe Trennungslinie bestehen. Bei guter Schweißung dürfte keinerlei Schweißnaht zu erkennen sein. Die neu entstandenen Adhäsionsflächen sollen sich vielmehr in keiner Weise von den Adhäsionsflächen im inneren Aufbau der beiden vorher getrennten Stücke unterscheiden.

Auf dem weiteren Entwicklungsgang der aluminothermischen Schienenschweißung wurde in Nordamerika

) Die Abb. 17 und folgende sind dem im nächstfolgenden 9 erscheinenden Schluß des Aufsatzes beigegeben.

*) Mars, Spezialstähle, 2. Auflage, S. 207.

### 2. das sogenannte Zwischengußverfahren

eingeführt, das der Stumpfschweißung gerade entgegengesetzt ist. Ein Vorläufer der Zwischengußschweißung war das von der Elektro-Thermit G. m. b. H. Berlin-Tempelhof versuchte „Umgießungsverfahren", aus dem sich später das in Deutschland weit verbreitete „Kombinierte Verfahren" entwickelte. Das Umgießungsverfahren benützte das durch die Reaktion abgeschiedene Thermiteisen als Eisenguß, durch den die Schienen im Steg und Fuß miteinander vergossen und verschmolzen wurden, während im Schienenkopf keinerlei Schweißung hergestellt wurde. Es ist offensichtlich, daß ein derartiger Stoß keinerlei Beanspruchungen standzuhalten vermag. Die Amerikaner haben den Vorteil des Schmelzgusses sofort erkannt und griffen auf das in Deutschland wenig eingeführte Umgießungsverfahren zurück, haben es aber in der Weise ausgebildet, daß sie den Umguß auf das ganze Schienenprofil ausdehnten, wodurch sie einen vollwertigen Zwischenguß erreichten. Abb. 6 zeigt schematisch den Vorgang einer Zwischengußschweißung. Die beiden Schienen werden mit einer Lücke von etwa 10 mm zwischen den Stirnflächen verlegt. Die Gußform ist ähnlich wie bei der Stumpfschweißung, nur ist hier ein besonderer Einguß angeordnet, der im unteren Formteil mündet. Die Reaktion erfolgt hier im Spitztiegel, der

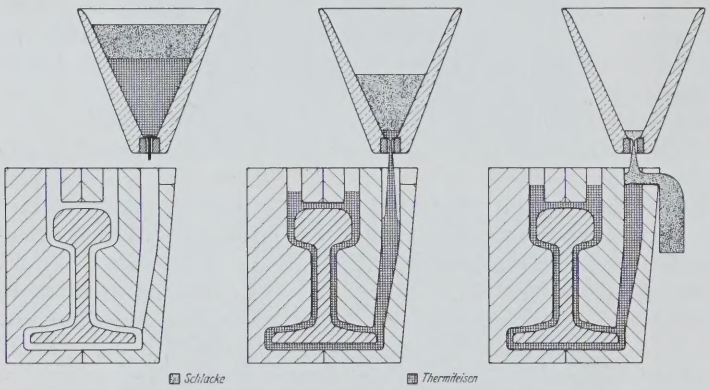



Abb. 6. Bildliche Darstellung einer Zwischengußschweißung.

unten abgestochen wird, so daß das Eisen zuerst abfließt und die beiden Schienen zu einem Ganzen verschmilzt. Die nachfließende Schlacke wird zur Nachwärmung der Steiger benützt, um eine Lunkerbildung im Guß zu vermeiden.

Schweißtechnisch betrachtet, stellt die Zwischengußschweißung einen bedeutenden Fortschritt in der Schienenschweißung dar. Ein Vergleich der Abb. 17 und 23 zeigt ohne weiteres, daß die Zwischengußschweißung dem Ideal einer Schweißung wesentlich näher kommt. An Stelle der scharfen Trennungslinie bei der Thermit-Stumpfschweißung ist hier ein allmählicher Übergang vom Zwischenguß zur Schiene zu erkennen. Aber auch hier weisen die beiden Grenzflächen dem verschiedenen C-Gehalt von Zwischenguß und Schiene entsprechend noch starke Gefügeunterschiede und damit auch verschiedene mechanische Eigenschaften auf. Wie die Versuche gezeigt haben, ist die Zwischengußschweißung noch nicht so vollkommen entwickelt, daß beim Schlagbiegeversuch befriedigende Durchschnittsergebnisse erreicht werden können. Daß nicht bei allen Zwischengußschweißungen die gleich gute Verschmelzung von Schiene und Zwischenguß eintritt, wie bei Abb. 23 läßt Abb. 7 erkennen. Infolge zu niedriger Vorwärmung erfolgte hier überhaupt keine Verschmelzung. Die Schweißstelle unterscheidet sich von der einer Stumpfschweißung in keiner Weise. Daraus dürften z. T. auch die großen Schwankungen in den Schlag-Ergebnissen zu erklären sein. Als Nachteil des Verfahrens wird angegeben, daß im Schienenkopf ein mehrere Zentimeter breiter Zwischenguß vorhanden ist, der infolge seines niedrigen Kohlenstoffgehaltes eine wesentlich geringere Härte besitzt als die Sch und dadurch in Amerika in einigen Fällen Anlaß zu Sch lochbildung gegeben haben soll. Soviel mir bekannt ist, diese Schlaglöcher nur bei geschweißten Straßenbahnschie vorgekommen, die meist auf Betonschwellen ruhen, wäh die freiliegenden Vignolschienen auf einem elastischen O bau ruhen. Nach unseren Erfahrungen sind diese Befürchtu unbegründet. Nach dem einfachen Zwischenguß verschwe Herzstücke*), die in Nürnberg Rbf. auf dem Ablaufrüc also an einer stark befahrenen Stelle liegen, haben nach e Liegedauer von etwa zwei Jahren nicht die geringsten Sch löcher gezeigt. Vorgenommene Festigkeitsprüfungen, ermi nach der Härte, ergaben:

| | Herzstückspitze | Zwischenguß | Anschlu schien |
|---|---|---|---|
| Herzstück Nr. 1 | 97 kg/mm² | 66 kg/mm² | 106 kg/n |
| Herzstück Nr. 2 | 106 „ | 70 „ | 98 „ |

Daraus ist ersichtlich, dass der Zwischenguß fast die Schienen vorgeschriebene Festigkeit von 70 kg/mm² erre hat, während er unmittelbar nach der Schweißung eine Fe

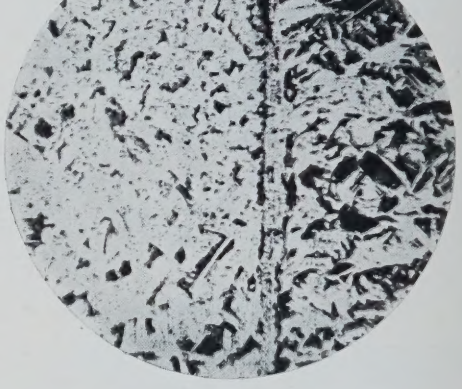


Abb. 7. Übergangsstelle einer Zwischengußschweißung. F Bindung von „Thermit"-Eisen und Schiene. Ätzung II ×

keit von etwa 50 kg/mm² aufwies. Diese Zunahme der Fe keit wird wohl daraus zu erklären sein, daß durch das unun brochene Darüberrollen der Fahrzeuge im weichen Zwisc guß eine Oberflächenhärtung hervorgerufen wurde. Eb zeigen nach diesem Verfahren geschweißte Schienens Form S 49 nach einjähriger Liegedauer keinerlei Schlag bildungen. Außerdem ergaben unsere Härteprüfungen ( Abb. 4, Taf. 25**) und Abschnitt V, Ziffer 6) mit nahme der gehärteten Schienen keine wesentlichen H unterschiede zwischen Schweißstelle und Schiene. Den N teil der Schlaglochbildung versuchten die Amerikaner dad zu beseitigen, daß sie in die Stoßfuge im Schienen ein Stahlblech einsetzten und nun den Zwischen vornahmen, wodurch das Zwischenblech mit den Schi verschmolzen werden sollte. Der Gedanke, den Zwische in seiner chemischen Zusammensetzung auf diese Art der Schienen anzugleichen, ist nicht von der Hand zu weisen. liegt hier die Gefahr nahe, daß das Stahlblech mit der Sch nicht richtig verschmolzen wird und der Zwischenguß dad eine Verschlechterung erfährt. Vielmehr müßte vers werden, durch eine geeignete Legierung des Thermits in Schiene wie im fertigen Zwischenguß annähernd die gl chemische Zusammensetzung zu erreichen.

Am meisten wurde bisher von den Straßen- und E bahnen ein Schweißverfahren angewendet, das eine Ko

*) Gollwitzer, Herzstückschweißung, Organ 1928, He
**) Die Tafeln 24 und 25 sind dem nächstfolgenden He beigegeben.

n zwischen Schmelz- und Stumpfschweißung darstellt und dem Namen

### 3. „Kombiniertes Verfahren"

nt ist. Abb. 8 zeigt den Schweißvorgang in den Grund-. Die Stirnflächen der zu verschweißenden Schienen en in ihren Kopfteilen planparallel bearbeitet und unter henlegung eines Schweißbleches gegeneinander gestaucht, ß im Kopf keine Lücke vorhanden ist, während im Steg Fuß eine Lücke gleich der Schweißblechdicke bestehen en soll. Um den Stoß wird nun eine zweiteilige Form gelegt, aus einem Spitztiegel das flüssige Thermiteisen gegossen dessen Menge so bemessen ist, daß das Thermiteisen die nur bis etwas über die Stegmitte füllt. Im oberen Form- wo die Stoßlücke durch das Schweißblech geschlossen ist, die Schlacke. Nach dem Thermitguß werden die beiden nenenden mittels eines Klemmapparates gegeneinander ßt. Damit soll im Schienenkopf eine Druckschweißung igeführt werden, nachdem schon vorher Steg und Fuß das Thermiteisen zu einem Schmelzguß verbunden en sind. In diesem Fall haben wir im Kopf eine Druck- eißung und im Steg und Fuß eine Schmelzschweißung. nd also die Nachteile der Stumpfschweißung mit den Vor-

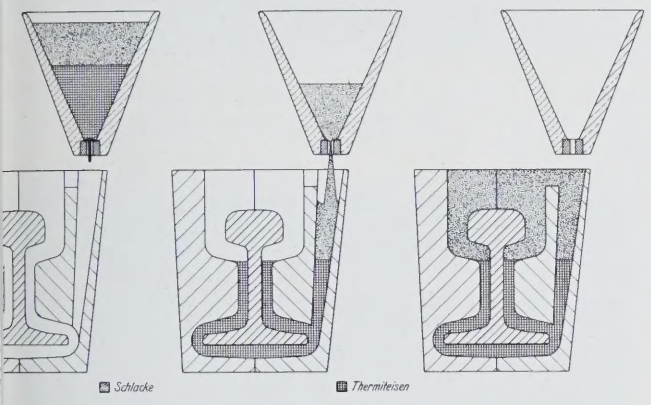



Abb. 8.
Bildliche Darstellung einer kombinierten Schweißung.

des Zwischengußverfahrens hier vereinigt. Wie oben nt, wird im Kopfteil der Schienen ein Schweißblech bei- t. Dadurch soll im Steg und Fuß eine Lücke gleich dieser stärke gesichert sein. Dies ist aber nach unseren Er- ngen, besonders bei kleineren Schienen, nicht immer der da beim erstmaligen Stauchen trotz des Bleches die nenfüße ganz dicht aneinander kommen (s. später). Ein r Teil der Brüche von „kombiniert"-geschweißten nenstößen dürfte darauf zurückzuführen sein.

m allgemeinen scheint sich aber auf Grund der bis jetzt nmelten Erfahrungen dieses Verfahren nicht schlecht hrt zu haben. In Deutschland wurde die Thermit-Schienen- eißung fast ausnahmslos als kombinierte Schweißung aus- rt. Wie aus Abb. 8 ersichtlich ist, besitzt der geschweißte außer dem Zwischenguß einen sogenannten „Umguß", eim Bruch der Schweißung als eine Art Sicherheitslasche , so daß die beiden Schienenenden nicht aus ihrer achsialen ung abweichen können. Bereits zu Bruch gegangene haben dies bewiesen. In Zukunft wird sich auch im nenkopf eine wirklich einwandfreie Schweißung als un- gt notwendig für die Haltbarkeit des Schweißstoßes er- n. Es scheint aber, daß diese Aufgabe mittels des ein- n Zwischengußverfahrens bedeutend einfacher und besser sen sein wird, als mit der kombinierten Schweißung. ngebliche Nachteil der Schlaglochbildung bei der Zwischen- hweißung infolge des weichen Thermiteisens soll

### 4. durch das Zwischengußverfahren mit Stauchung

beseitigt werden. Das patentamtlich geschützte Verfahren wurde erstmals im Jahre 1927 in Nürnberg Rgbf.*) von der Gesellschaft für Aluminothermie, Ingwer-Block, Berlin, ausgeführt. Die Schweißung erfolgt in nachstehender Weise:

Die beiden Schienenenden werden derart in eine Klemmvorrichtung gespannt, daß zwischen den beiden Stirnflächen noch eine Lücke von etwa 10 mm bestehen bleibt. Alsdann wird die Stoßfuge mit einer Form umkleidet und durch ein Benzolgebläse vorerhitzt. Nachträglich sei noch bemerkt, daß diese Art der Vorwärmung auch bei den bereits angeführten Verfahren zwecks Einsparung von Thermit angewendet wird. Nach genügender Vorwärmung erfolgt der Zwischenguß in bekannter Weise. Sofort nach erfolgtem Guß, womöglich vor Erstarrung der Eisen-Umgußlasche, werden die beiden Schienenenden mittels einer Klemmvorrichtung von Hand stark gegeneinander gepreßt, wodurch das aluminothermische Metall herausgedrückt und die Schienen unmittelbar verschweißt werden sollen.

Erfahrungsgemäß kann auch nach diesem Verfahren, sachgemäße Ausführung vorausgesetzt, eine verhältnismäßig gute Schweißung erreicht werden. Ein Vergleich der Abb. 22 und 26 ergibt, daß die Breite des Fremdmaterials bei dem Block-Verfahren gegenüber dem einfachen Schmelzguß wesentlich verringert worden ist, was sicher als Vorteil hinsichtlich der Vermeidung von Schlaglöchern bezeichnet werden kann. Im übrigen ist aber zwischen beiden Verfahren kein nennenswerter Unterschied festzustellen. In den Abb. 36 und 37 sind die beiden Schweißstellen in Primärätzung dargestellt. Man sieht, daß der Gefügeaufbau im Zwischenguß und im Übergang von der Schiene zum Thermiteisen vollkommen gleich ist und jede Schweißung ausgesprochenes Gußgefüge aufweist. In beiden Fällen wird die Schweißung durch Verschmelzen des Thermiteisens mit den Schienen erzeugt, während bei einer idealen Schweißung die Verbindung nur aus Schienenwerkstoff gebildet wird, ähnlich wie es bei der Widerstands-Abschmelzschweißung der Fall ist. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß bei letzterer Stauchdrücke bis zu 80 t und noch mehr zur Verfügung stehen, während bei dem Block-Verfahren die Stauchung ja von Hand erfolgt. Unsere Versuche haben gezeigt, daß es selbst bei der Widerstandsschweißung nicht immer möglich ist, die Schienen blasenfrei und vollkommen homogen zu verschweißen. Bei dem Block-Verfahren wird, wie oben schon erwähnt, durch die Stauchung lediglich eine Verringerung der Zwischengußbreite erreicht, dagegen dürfte es nicht möglich sein, das Thermiteisen ganz aus der Stoßlücke herauszupressen. Vorhandene Gasblasen oder Lunker können wohl zusammengestaucht, aber nicht beseitigt werden. Es gelingt nicht einmal bei der Stahlerzeugung, im Block vorhandene Gasblasen mit Sicherheit zu verschweißen, zumal wenn die Walztemperatur schon ziemlich niedrig ist.

Um die Wirtschaftlichkeit der aluminothermischen Schienenschweißung noch zu erhöhen, brachte die Goldschmidt-Block A. G. eine Metallform auf den Markt**). Das frühere Aluminiummodell, das zur Herstellung der Sandform diente, ist hier durch ein Blechmodell ersetzt. Dieses wird unmittelbar an die Schienen angelegt. In einem Abstand von 25 mm wird eine dreiteilige Kokille angelegt und der Zwischenraum mit Formmasse ausgestampft. Es muß unbedingt zugegeben werden, daß diese Form gegenüber der früheren Sandform große Vorteile besitzt. Vor allem ist die Gefahr, daß sich durch irgendwelche Erschütterungen Sandteile loslösen und so unangenehme Schlackeneinschlüsse hervorrufen können, beseitigt. Nachteilig ist, daß das Blechmodell für jede

*) Schönberger, Organ 1929, Heft 1.
**) Schönberger, Organ 1929, Heft 1.

Schweißung erneuert werden muß, da es ja mitverschweißt wird. Eine Gefügeverbesserung der Schweißung durch die Anwendung der Metallform konnten wir bei unseren Untersuchungen nicht feststellen.

Das neuerdings von der Elektro-Thermit G. m. b. H., Berlin, ausgeführte Schmelzgußverfahren beruht im großen und ganzen auf derselben Grundlage und weicht nur in bezug auf die Gußform und Gießart ab. Das eine Verfahren benützt fallenden Guß, während die Elektro-Thermit steigenden Guß anwendet. Welcher Gießart in diesem Fall der Vorzug zu geben ist, ist schwer zu entscheiden. Beim Guß von oben, also fallend, gelangt das Thermiteisen zuerst an den Schienenkopf und soll so eine sichere Auflösung des Schienenkopfes, des stärksten Teiles des Schienenquerschnittes, gewährleisten. Beim Guß von unten, also steigend, soll der Zwischenguß besonders dicht und der Lunker kleiner werden. Dies ist aber nicht allein von der Gießart abhängig. Bei unseren Versuchen wurden auch Schweißungen gefunden, die zwar von oben vergossen waren, aber im Querschnitt keine mit dem bloßen Auge wahrnehmbare Hohlstellen aufwiesen. Das sichere Auflösen des Schienenkopfes beim Guß von oben kann auch beim steigenden Guß durch einen Überlauf vom Einguß zum Kopf erreicht werden. Im großen und ganzen sprechen keine Gründe dafür, der einen oder anderen Gießart den Vorzug zu geben.

### III. Die elektrische Widerstands-Abschmelzschweißung.

Ein neueres, erstmalig von C. Thomsen angewandtes Preßschweißverfahren ist die elektrische Widerstands- oder Stumpfschweißung*). Sie beruht bekanntlich darauf, daß ein vom Strom durchflossener, zu schwach bemessener Leiter sich stark erhitzt, ein sonst bei der Verlegung elektrischer Leiter höchst unwillkommener Umstand, der sich aber zu Schweißzwecken auf das vorteilhafteste ausnützen läßt, um die zu verbindenden Werkstücke in sehr kurzer Zeit auf Schweißhitze zu bringen. Aus diesem einfachen Stumpfschweißverfahren ist die elektrische Abschmelzschweißung hervorgegangen.

Dieses Verfahren hat sich nunmehr derart entwickelt, daß es hinsichtlich der Güte zweifellos Vorzüge vor allen Schmelz- und Preßschweißverfahren besitzt. Bei der Schienenschweißung wird wohl seine Anwendung auf der Strecke vorerst Schwierigkeiten machen wegen des Transportes der dazu benötigten Maschinen. Wenn auch nicht angenommen wird, daß in absehbarer Zeit ein Wechsel im Schweißverfahren bei der Schienenschweißung erfolgen wird, so erschien es doch notwendig vergleichende Versuche gegenüber der Thermitschweißung vorzunehmen.

Da das bayerische Werk Adolf Pfretzschner G.m.b.H., Pasing bei München, dessen Inhaber wohl der älteste Pionier auf dem Gebiete der elektrischen Widerstands- und Abschmelzschweißung ist, gerade für die Schienenschweißung anscheinend aussichtsreiche Vorschläge gemacht hatte, wurden auf einer von dieser Firma gebauten Maschine, die bei der Firma Blödner in Gotha steht, Schienenschweißversuche nach dem Abschmelzverfahren vorgenommen.

Die benützte Maschine (vgl. Abb. 9) ist im Dauerbetrieb für eine Normalleistung von 400 kW bestimmt und wiegt etwa 8000 kg. Die Versuche haben gezeigt, daß die Leistung der Maschine für das Schienenprofil S 49 etwas zu groß ist. Die am besten geeignete Maschine ist eine Type mit 200 bis 250 kW (je nach Beanspruchung), welche eine genauere Einstellung der Sekundärspannung zulassen würde. Im rückwärtigen, kastenförmigen Aufbau ist der Transformator untergebracht. Auf der Vorderseite sind zwei Einspannböcke ersichtlich, die zur Aufnahme der zu verschweißenden Werkstücke dienen. E davon besitzt ein bewegliches, feststellbares Widerla während die zweite Einspannvorrichtung durch das Han oder mittels Motor die Stauchbewegung ausführt. Bei d

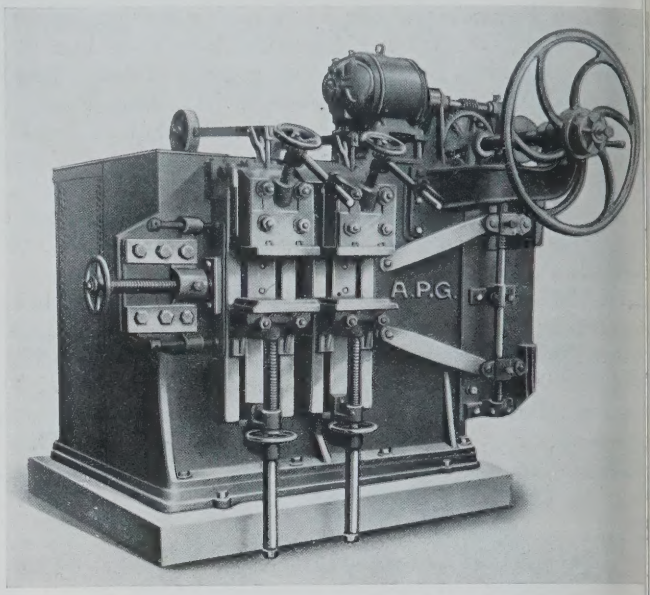



Abb. 9. Stumpfschweißmaschine mit motorischer Stauch für 400 kW Schweißleistung.

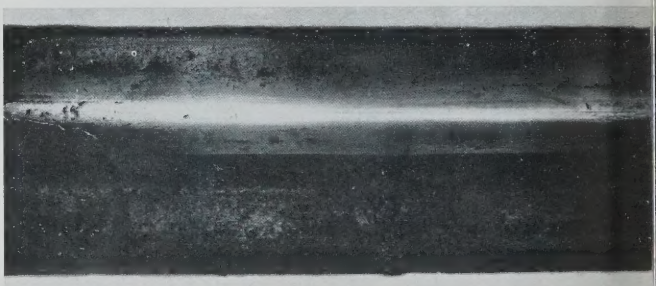


Abb. 10. Nach dem Widerstands-Abschmelzverfahren geschwei Schienenstoß.

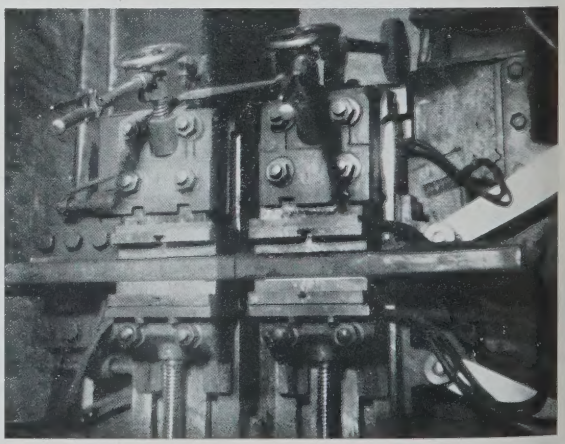


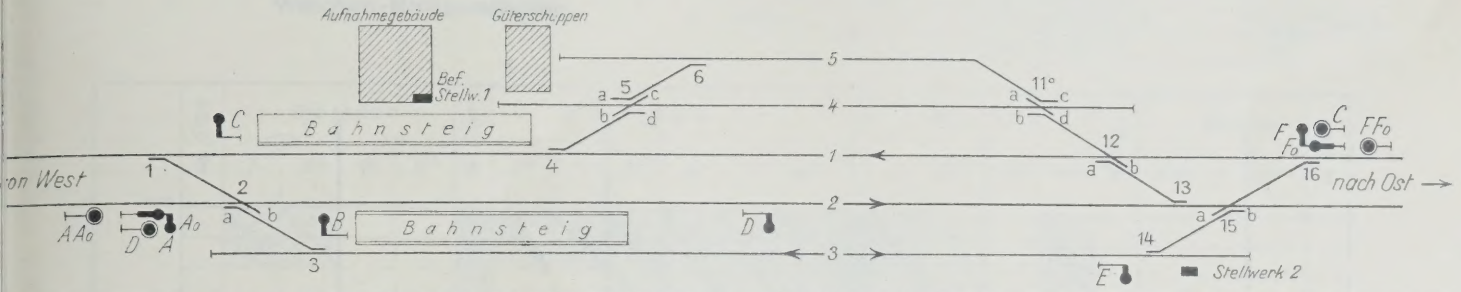
Abb. 11. Schienenstücke in der Maschine eingespannt. Fertig zum Schweißen.

Maschine wird außer den Einspannelektroden auch der Tr formator mit Wasser gekühlt. Eine wirklich ausreich Kühlung ist bei den gewaltigen Leistungen, vor allem bei hohen Stromstärken in den Sekundärspulen von größter

*) Bardtke, Gemeinfaßliche Darstellung der gesamten Schweißtechnik. Auflage 1927, S. 17 und 159.

# Zum Aufsatz: Die Beurteilung von Betrieb und Verkehr in Personenbahnhöfen auf Grund der Weichenbelastung.

## Abb. 1. Bahnhof A.



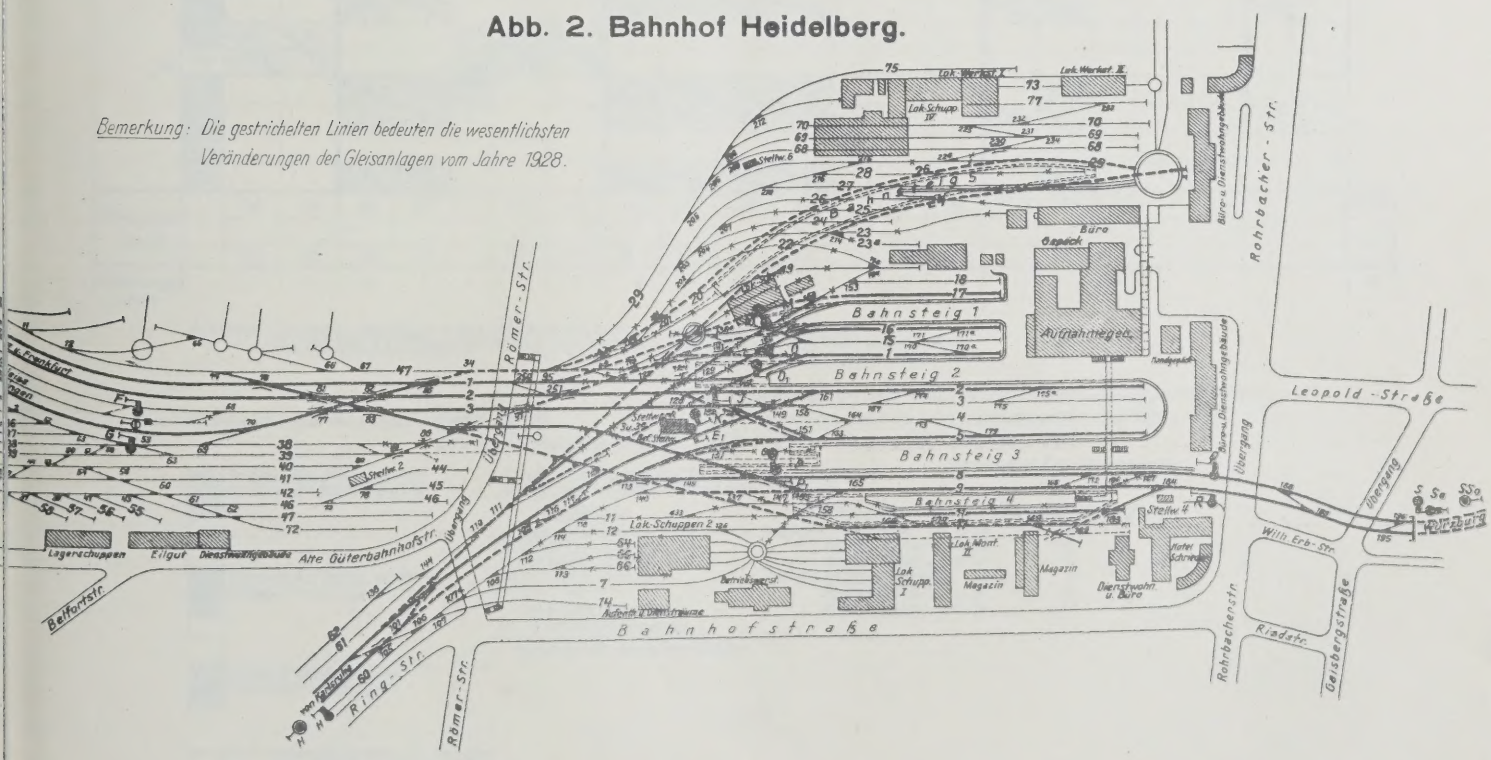

| Weichen-Verschlüsse | | | | | | | | | | | Tafel I Belastung der Fahrstraßen | | | | | Tafel II Belastung der einzelnen Weichen innerhalb 24 Stunden | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Fahrstraßen | $\frac{1}{2^b}$ | $\frac{2^a}{3}$ | $\frac{4}{5^{cd}}$ | $\frac{5^{ab}}{6}$ | $11^{ab}$ | $11^{cd}$ | $\frac{12^a}{13}$ | $12^b$ | $\frac{14}{15^b}$ | $\frac{15^a}{16}$ | Zahl der verschlossenen Weichen | Zeit-faktor Min. | Belastung der Fahrstr. bei einer Fahrt Weichen-Min | Zahl der Fahrstr. Einstellungen innerhalb | Belastung der Fahrstraßen 24 Stunden | 1 | $2^b$ | $2^a$ | 3 | 4 | $5^{cd}$ | $5^{ab}$ | 6 | $11^{ab}$ | $11^{cd}$ | $12^a$ | 13 | $12^b$ | 14 | $15^b$ | $15^a$ | 16 |
| Ost auf Gleis 2 | $+_a$ | + | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | 4 | 4 | 4·4=16 | 60 | Weichen-Minuten 16·60=960 | (4 20/60) 240 | 20 240 | 20 240 | 20 240 | | | | | | | | | | | | | |
| " " " 3 | + | − | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | $-_a$ | $+_a$ | 8 | 4 | 8·4=32 | 36 | 32·36=1152 | (4 36/60) 144 | 8 144 | 8 144 | 8 144 | | | | | | | | | | 8 144 | 8 144 | 8 144 | 8 144 |
| West von Gleis 1 | + | ○ | + | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | 4 | 2 | 4·2=8 | 60 | 8·60=480 | (2 60/60) 120 | 6 120 | | | 6 120 | 6 120 | | | | | | | | | | | |
| " " " 3 | − | − | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | 4 | 2 | 4·2=8 | 36 | 8·36=288 | (2 36/60) 72 | 2 72 | 2 72 | 2 72 | | | | | | | | | | | | | |
| Ost " " 2 | ○ | ○ | ○ | ○ | $+_a$ | ○ | + | ○ | + | $+_a$ | 7 | 2 | 7·2=14 | 60 | 14·60=840 | | | | | | | | | (2 60/60) 120 | | 8 120 | 8 120 | | 8 120 | 8 120 | 8 120 | 8 120 |
| " " " 3 | ○ | ○ | ○ | ○ | $+_a$ | ○ | $+_a$ | ○ | −. | + | 7 | 2 | 7·2=14 | 36 | 14·36=504 | | | | | | | | | (2 36/60) 72 | | 2 72 | 2 72 | | 2 72 | 2 72 | 2 72 | 2 72 |
| Ost auf Gleis 1 | ○ | ○ | + | ○ | $+_a$ | ○ | + | ○ | ○ | + | 7 | 6 | 7·6=42 | 60 | 42·60=2520 | | | | | 18 (6 60/60) 360 | 18 360 | | | 18 360 | | 18 360 | 18 360 | | | 18 360 | 18 360 |
| " " " 3 | $-_a$ | $-_a$ | ○ | ○ | $+_a$ | ○ | $+_a$ | ○ | − | − | 11 | 6 | 11·6=66 | 36 | 66·36=2376 | 6 (6 36/60) 216 | 6 216 | 6 216 | 6 216 | | | | | 6 216 | | 6 216 | 6 216 | | 6 216 | 6 216 | 6 216 | 6 216 |
| | | | | | | | | | | | 384 Einstellungen, Ein- u. Ausfahren | | | | 438 9720 | 42 792 | 42 792 | 36 672 | 36 672 | 24 480 | 24 480 | | | 34 768 | | 34 768 | 34 768 | | 24 552 | 24 552 | 42 912 | 42 912 |
| | | | | | | | | | | | ab: Für Doppel-Belegungen | | | | 4 140 | 2 12 | 2 12 | | | 4 | 4 | | | 12 | | 12 | 12 | | 8 | 8 | 28 | 28 |
| | | | | | | | | | | | Tatsächl. Dauer der Belegung | | | | 434 8980 | 40 780 | 40 780 | 36 672 | 36 672 | 24 476 | 24 476 | | | 34 756 | | 34 756 | 34 756 | | 24 544 | 24 544 | 42 884 | 42 884 |
| | | | | | | | | | | | Zahl der Befahrungen durch Zugfahrten | | | | 40 852 | 4 96 | 3 72 | 7 96 | 3 72 | 3 60 | | | | | 3 60 | 4 60 | | 2 72 | 5 96 | 2 72 | 4 96 |

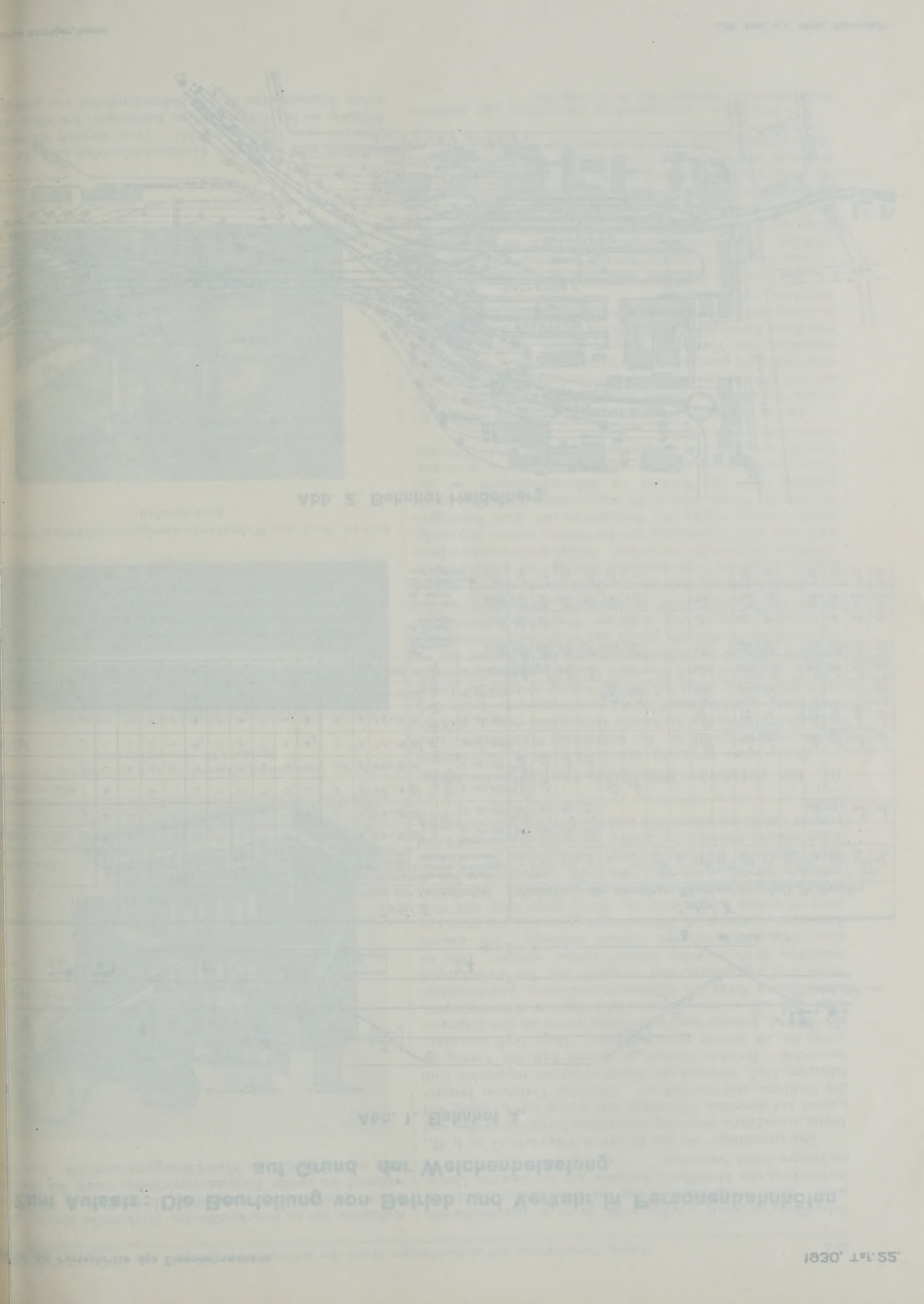
Zugfolge auf der freien Strecke = 15 Min. zusammen = 12 "

Bem. Die Unterstreichung einzelner Zahlen in Tafel II bedeutet, daß die entsprechenden Weichen vom Zuge befahren werden. Die kleinen Zahlen in Tafel I (Zahl der Fahrstr. Einstellungen) und in Tafel II gelten für die Stunden-Spitzenleistung

## Abb. 2. Bahnhof Heidelberg.

Bemerkung: Die gestrichelten Linien bedeuten die wesentlichsten Veränderungen der Gleisanlagen vom Jahre 1928.

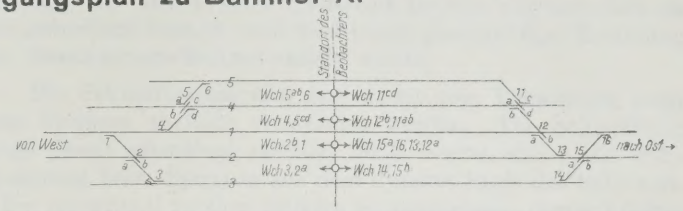


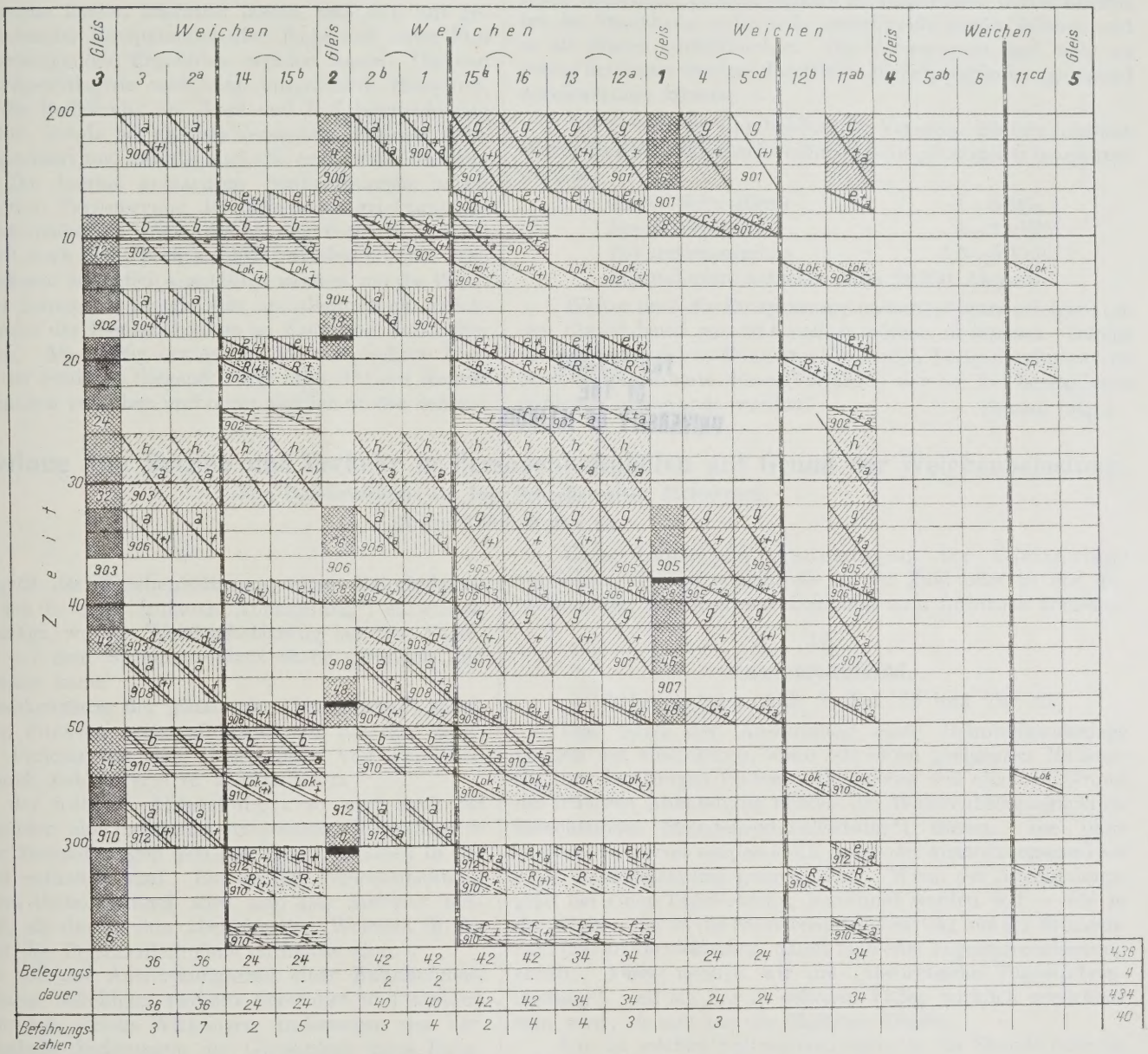


# Zum Aufsatz: Die Beurteilung von Betrieb und Verkehr in Personenbahnhöfen auf Grund der Weichenbelastung.

## Gleis- und Weichen-Belegungsplan zu Bahnhof A.

**Schematischer Gleisplan A zur Feststellung der Weichen-Anordnung im Gleis- und Weichen-Belegungsplan.**




Annahmen: Streckenhöchstleistung: 10 Züge/Stde = 6 Min. Abstand
Zahl der Züge in 24 Stunden: 60 + 36 = 96 in jeder Richtung

Belegung der Fahrstraßen:
bei Einfahrt von West = 4 Min. von Ost = 6 Min
" Ausfahrt nach West oder Ost = 2 Min.

Verteilung der Züge auf die Gleise: Gleis 2 (1) : Gleis 3 = 60/36 = 5/3 im Stunden-Durchschnitt bei 4 Zügen

- Züge mit Aufenthalt über Gleis 1 = 2 Züge (901 und 907), über Gleis 2 = 2 Züge (900 und 906)
- Züge die durchfahren über Gleis 1 = 1 Zug (905), über Gleis 2 = 1 Zug (904)
- Züge die überholt werden über Gleis 3 = 2 Züge (902 und 903)

Zusammen: 8 Züge = 16 Zugfahrten

Belegung des Gleises während der Dauer der Weichenbelegung

Belegung des Gleises durch Stillager eines Zuges

Belegung des Gleises bei Durchfahrt eines Zuges

Die über den Stunden-Durchschnitt hinaus einlegbaren Fahrten sind mit Doppelstrichen gekennzeichnet.

Fahrstraßen

| | | | |
|---|---|---|---|
| a = 5.16 = 80 | | e = 4.14 = 56 | |
| b = 2.32 = 64 | | f = 1.14 = 14 | |
| c = 3.8 = 24 | | g = 3.42 = 126 | |
| d = 1.8 = 8 | | h = 1.66 = 66 | |

438 Weichen-Minuten
ab: 4 für Doppelbelegungen
434 Weich-Min. bei Spitzenleistung

| Spitzenleistung | Stundendurchschnitt |
|---|---|
| Zahl der Zugfahrten ... 20 | 16 |
| Weichen-Minuten ... 434 | 350 |
| Weichen-Befahrungen ... 40 | 33 |
| Zahl der Verschiebefahrten ... 3 | 2 |
| Weichen-Minuten ... 54 | 36 |
| Weichen-Befahrungen ... 24 | 16 |

Lok oder R = Verschiebefahrten mit Lokomotive oder mit Zügen oder Zugabteilungen
(+) Weiche in Grundstellung gekuppelt
(-) " " umgelegter Stellung gekuppelt

...g Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

ng, namentlich wenn es sich um Dauerbeanspruchung lt. Elektrodenkühlung allein wäre hier ungenügend. 10 stellt einen nach diesem Verfahren geschweißten nenstoß dar. Das beim Abspritzen entstehende Eisen- wird beim Stauchen durch den hohen Druck nach außen 3t und umgibt die Schweißfuge als perlartiger Wulst, der im warmen Zustand sehr leicht beseitigt werden kann. Bei diesem Verfahren ist die Konstruktion der Einspann- n sowie der dadurch bedingte Stromdurchgang von r Bedeutung. Bereits im August 1928 in Gotha durch- rte Versuche hatten erkennen lassen, daß sich mit ge- icher stehender Einspannung über Kopf und unter Fuß voll befriedigenden Ergebnisse erzielen lassen. Die von Firma vorgeschlagene und auch ausgeführte Einspann- htung, die keilförmig, am Kopf und Fuß laschenförmig ifen sollte, wurde bei unseren Versuchen, Februar 1929, tha ausprobiert und lieferte auch die erwarteten besseren nisse. Die hierbei gemachten Beobachtungen haben eine weitere Verbesserung der Einspannvorrichtung als henswert erscheinen lassen, die bei den Versuchen wegen el an Zeit noch nicht berücksichtigt werden konnte. Die ächen müssen beweglich ausgeführt werden, um die Walz- nzen der Schienen auszugleichen und dadurch ein gleich- es Anliegen der Kontaktbacken an Kopf und Fuß sicher zuführen. Als richtig erwies sich die vorgesehene hori- le Lage der Schienen (liegend, vergl. Abb. 11) mit Angriff ontaktbacken von oben und unten seitlich an der Schiene unter Freilassung des dünnen Steges. Zunächst mußte aber versucht werden, ob die Lage, Kopf oder Fuß gegen die Maschine günstiger ist. Das letztere erwies sich bei den Vorversuchen als das unbedingt bessere, weil damit eine gleichmäßige Erhitzung des Gesamtquerschnittes erzielt wurde.

Die Sekundärspannung darf weder zum Vorwärmen noch zum Spritzen zu hoch genommen werden. Die Schweißung ginge damit allerdings rascher, doch werden durch die hohe Spannung beim Spritzen aus dem dünnen Ende des Schienenfußes manchmal größere Stücke herausgerissen, deren Lücken bei der Stauchung nicht mehr verschweißt werden können und so als Blasen zurückbleiben. Die Vorwärmzeit darf nicht zu gering bemessen werden, damit sich die Schweißenden genügend durchwärmen können.

Auf Grund der durchgeführten Versuche können folgende Werte für die Schienenschweißung als die günstigsten bezeichnet werden.

| | |
|---|---|
| Reine Schweißzeit . . . . . | 5—6 Min. |
| Stromverbrauch . . . . . | 6—7 kWh |
| Sekundärspannung . . . . . | 7,5—9 Volt |
| Sekundärstromstärke: etwa 26000 Ampere. | |

Weiter muß die Einspannung unbedingt starr erfolgen, um den Stauchdruck von 60 t voll ausnützen zu können. Infolge des bei jeder Schweißung stattfindenden Längenverlustes von etwa 20 mm könnte dieses Verfahren nur bei frei beweglichen Schienen angewandt werden. (Schluß folgt.)

# Beurteilung von Betrieb und Verkehr in Personenbahnhöfen auf Grund der Weichenbelastung.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Schachenmeier,** Heidelberg.

Hierzu Tafel 22 und 23.

## I.

en Begriff der Weichenbelastung einer Bahnhofgleis- habe ich in einer früheren Abhandlung*) entwickelt abei gezeigt, wie die Weichenbelastung bei dem Tages- ır und bei dem Stundenspitzenverkehr gefunden und tet werden kann.

ie Gedankengänge der genannten Abhandlung*) sollen i einigen Punkten weitergeführt werden mit dem Ziele, b und Verkehr auf den Gleisanlagen von Personen- öfen durch Zahlenwerte zu kennzeichnen.

Wie bei der früheren Abhandlung*), so wird auch bei er folgenden eine bestimmt umgrenzte Gleisanlage in reis der Betrachtungen gezogen, deren Weichen in der lußtafel enthalten sind. Ein an den Personenbahnhof eßender Abstellbahnhof wird also nur insoweit mit- sichtigt, als die zu ihm überleitenden Weichen in der lußtafel des Personenbahnhofs enthalten sind.

ınächst soll der Ausnutzungsgrad einer Bahnhofgleis- bei einem beliebigen Verkehr berechnet und alsdann tellt werden, welche Wirkungen Änderungen des Ver- nd bauliche Änderungen der Gleisanlage eines Bahn- f die Weichenbelastung haben.

s Ausnutzungsgrad einer Bahnhofgleisanlage be- n wir das Verhältnis einer tatsächlichen Leistung zu estimmten Spitzenleistung.

e Änderungen des Verkehrs können den Verkehrs- (die Zugzahl) betreffen, oder es kann bei gleich- dem Verkehrsumfang eine Änderung in der Verteilung gfahrten auf die einzelnen Fahrstraßen eines Bahnhofs ehmen sein, oder schließlich kann sich sowohl der rsumfang als auch die Verteilung der Züge auf die en Fahrstraßen ändern.

Unter baulichen Änderungen der Gleisanlage verstehen wir hier solche, die in der Zahl oder in der Anordnung der Weichen eines Bahnhofs zum Ausdruck kommen.

## II.

### Ausnutzungsgrad.

a) Allgemeines (Abb. 1, Taf. 22 und Taf. 23).

Den Grad der Ausnutzung einer Bahnhofgleisanlage können wir ausdrücken, wenn wir einen geeigneten Maßstab für ihre Leistungen finden. Als solcher soll eine auf Grund der früheren Abhandlung mittels des Weichenbelegungsplanes berechenbare Stundenspitzenleistung*) dienen, die ohne weiteres verwertet werden kann, wenn der Ausnutzungsgrad bei einer Stundenleistung gesucht wird. Wenn der Ausnutzungsgrad bei einer Tagesleistung berechnet werden soll — wie in der Regel — so ist die Stundenspitzenleistung mit der Stundenzahl (24) zu vervielfachen, damit man eine Tagesspitzenleistung erhält. Diese nennen wir die „theoretische Tagesspitzenleistung", weil sie nur in seltenen Fällen wirklich erreichbar sein wird; sie soll nur als Maßstab dienen.

Um an solchen Spitzenleistungen (in der Stunde oder im Tag) beliebige tatsächliche Leistungen messen zu können, bilden wir die Spitzenleistungen derart, dass sie aus dem Leistungsdurchschnitt entwickelt werden, also mit einer zu messenden tatsächlichen Leistung in innerem Zusammenhang stehen.

Als Hilfsmittel hierzu dient der Weichenbelegungsplan, in den zunächst ein Durchschnitt der zu untersuchenden Stunden- oder Tagesleistung unter Berücksichtigung des Verkehrsbedürfnisses eingetragen wird, und zwar so, daß alle Zug- und Verschiebefahrten so eng als möglich aneinandergereiht werden. Zu diesen Einträgen in den Weichenbelegungs-

*) Vergl. Verkehrstechnische Woche 1929, Hefte 40 und 41. Weichenbelastung und ihre betriebliche Bedeutung in nbahnhöfen".

*) An Stelle des „Weichenbelegungsplanes" (Verkehrstechn. Woche, Seite 569) kann der „Gleis- und Weichenbelegungsplan" treten (Abb. 2).

plan werden dann — wiederum unter Berücksichtigung des Verkehrsbedürfnisses und durch möglichst enges Aneinanderreihen aller Fahrten — solange weitere Zug- und Verschiebefahrten hinzugefügt, bis der Weichenbelegungsplan für eine Stunde ganz ausgefüllt ist. Eine solche Stundenspitzenleistung ist z. B. in Taf. 23 für Bahnhof A (s. Abb. 1, Taf. 22) aus der Tagesdurchschnittsleistung entwickelt.

Bezeichnen wir die als Maßstab dienende Spitzenleistung mit $L_m$, die zu messende tatsächliche Leistung mit $L_t$ und den Ausnutzungsgrad mit $L_g$, so gilt die Gleichung

$$L_g = \frac{L_t}{L_m}.$$

Die Leistungen $L_m$ und $L_t$ können sowohl durch die Zugzahlen als auch durch die Weichenbelastungen ausgedrückt werden; letztere wieder sowohl nach der Dauer der Weichenbelegungen als auch nach der Zahl der Weichenbefahrungen.

Wir haben also die Möglichkeit, den Ausnutzungsgrad $\left(L_g = \frac{L_t}{L_m}\right)$ durch drei verschiedene Quotienten zu kennzeichnen.

b) Beispiele.

1. Im Bahnhof A mögen täglich 96 Züge in jeder Richtung verkehren, im ganzen also 384 Zugfahrten auszuführen sein (Abb. 1, Taf. 22 und Taf. 23).

Wie groß ist der Ausnutzungsgrad dieses Bahnhofs bei dem genannten Verkehr?

Man findet auf Grund des für Bahnhof A aufgestellten Weichenbelegungsplanes:

a) nach der Zugzahl eine Stundenspitzenleistung von 20 Zugfahrten (vergl. Taf. 23), also ist

$$L_m = 20.24 = 480,$$

und da nach obiger Annahme $L_t = 384$ (Zugfahrten),

$$\text{wird } L_g = \frac{L_t}{L_m} = \frac{384}{480} = \mathbf{0{,}800}$$

b) nach der Dauer der Weichenbelegungen eine Stundenspitzenleistung von 434 Weichenminuten (vergl. Taf. 23), also ist

$$L_m = 434 \,.\, 24 = 10416,$$

und da $L_t = 8980$ (Weichenminuten) (vergl. Abb. 1, Taf. 22).

$$\text{wird } L_g = \frac{8980}{10416} = \mathbf{0{,}862}$$

c) nach der Zahl der Weichenbefahrungen eine Stundenspitzenleistung von 40 Weichenbefahrungen (vergl. Taf. 23), also ist

$$L_m = 40.24 = 960,$$

und da Lt = 852 (Weichenbefahrungen) (vergl. Abb. 1, Taf. 22)

$$\text{wird } L_g = \frac{852}{960} = \mathbf{0{,}887}.$$

2. Der Bahnhof B, der sich von Bahnhof A dadurch unterscheidet, daß er in beiden Richtungen ein Überholungsgleis besitzt, möge den gleichen Tagesverkehr (384 Zugfahrten) zu bewältigen haben.

Wie groß ist der Ausnutzungsgrad dieses Bahnhofs (B) bei dem genannten Verkehr von 384 Zugfahrten?

Man findet auf Grund des für Bahnhof B aufgestellten Weichenbelegungsplanes:

a) nach der Zugzahl eine Stundenspitzenleistung von 22 Zugfahrten, also ist

$$L_m = 22.24 = 528,$$

und da nach obiger Annahme Lt = 384 (Zugfahrten),

$$\text{wird } L_g = \frac{384}{528} = \mathbf{0{,}727}$$

b) nach der Dauer der Weichenbelegungen eine Stun spitzenleistung von 412 Weichenminuten, also is

$$L_m = 412.24 = 9888,$$

und da $L_t = 7496$ (Weichenminuten),

$$\text{wird } L_g = \frac{7496}{9888} = \mathbf{0{,}758}$$

c) nach der Zahl der Weichenbefahrungen eine Stun spitzenleistung von 49 Weichenbefahrungen, also

$$L_m = 49.24 = 1176,$$

und da Lt = 888 (Weichenbefahrungen),

$$\text{wird } L_g = \frac{888}{1176} = \mathbf{0{,}755}.$$

Ein Vergleich der unter IIb 1 und unter IIb 2 gefunde Zahlen ergibt, daß die verbesserte Anlage (B, mit z Überholungsgleisen) beim gleichen Tagesverkehr einen ringeren Grad der Ausnutzung aufweist, als die ursprüngl (A, mit nur einem Überholungsgleis).

Man erhält:

| | | | |
|---|---|---|---|
| nach der Zugzahl . . . . . | 0,727 | gegen | 0,800 |
| „ „ Dauer der Weichenbelegungen . . . . . | 0,758 | „ | 0,862 |
| „ „ Zahl der Weichenbefahrungen . . . . . | 0,755 | „ | 0,887 |

Da hierdurch eine bekannte Tatsache bestätigt ist damit gezeigt, daß mit dem entwickelten Verfahren richt Ergebnisse erzielt werden. Durch die Ermittlung der Zahl werte lernt man das Maß der Ausnutzung kennen.

3. Der Bahnhof Heidelberg hatte im Sommerfa plan 1914 einen Tagesverkehr von 386 Zugfahrten bewältigen (Abb. 2, Taf. 22).

Wie groß war sein Ausnutzungsgrad bei diesem Verk Man findet auf Grund des für Bahnhof Heidelberg gestellten Weichenbelegungsplanes folgende, aus dem nannten Tagesverkehr entwickelte Stundenspitzenleist

a) nach der Zugzahl: 25 Zugfahrten, also ist

$$L_m = 25.24 = 600,$$

und da $L_t = 386$ (Zugfahrten),

$$\text{wird } L_g = \frac{386}{600} = \mathbf{0{,}643}$$

b) nach der Dauer der Weichenbelegungen: 1934 Weic minuten, also ist

$$L_m = 1934.24 = 46416,$$

und da $L_t = 31486$ (Weichenminuten),

$$\text{wird } L_g = \frac{31486}{46416} = \mathbf{0{,}678}$$

c) nach der Zahl der Weichenbefahrungen: 251 Weic befahrungen, also ist Lm = 251.24 = 6024, und Lt = 3695 (Weichenbefahrungen),

$$\text{wird } L_g = \frac{3695}{6024} = \mathbf{0{,}613}.$$

4. Der Bahnhof Heidelberg hatte im Sommerfa plan 1925 einen Tagesverkehr von 283 Zugfahrten bewältigen.

Wie groß war sein Ausnutzungsgrad bei diesem Verk Man findet auf Grund des für Bahnhof Heidelberg gestellten Weichenbelegungsplanes folgende, aus dem nannten Tagesverkehr entwickelte Stundenspitzenleist

a) nach der Zugzahl: 25 Zugfahrten, also ist

$$L_m = 25.24 = 600,$$

und da $L_t = 283$ (Zugfahrten),

$$\text{wird } L_g = \frac{283}{600} = \mathbf{0{,}472}$$

b) nach der Dauer der Weichenbelegungen: 1934 Weic minuten, also wird

$$L_m = 1934.24 = 46416,$$

und da $L_t = 24214$ (Weichenminuten),

wird $L_g = \frac{24214}{46416} = 0{,}521$

) nach der Zahl der Weichenbefahrungen: 251 Weichenbefahrungen, also wird

$L_m = 251 . 24 = 6024,$

und da $L_t = 2579$ (Weichenbefahrungen),

wird $L_g = \frac{2759}{6024} = 0{,}458.$

Ein Vergleich der unter II b 3 und unter II b 4 gefundenen n ergibt, daß der Bahnhof Heidelberg bei geringerem ehr (283 gegen 386 Zugfahrten) und gleichbleibenden nlagen auch einen geringeren Grad der Ausnutzung es.

Man erhält:

| | | | |
|---|---|---|---|
| h der Zugzahl . . . . . | 0,472 | gegen | 0,643 |
| „ Dauer der Weichenbelegungen . . . . . | 0,521 | „ | 0,678 |
| „ Zahl der Weichenbefahrungen . . . . . | 0,458 | „ | 0,613. |

n übrigen gilt auch hier das unter II b 2 (am Schluß) te.

c) Zusammenfassung.

ie vorstehenden Betrachtungen lassen erkennen, wie usnutzungsgrad einer Bahnhofgleisanlage bei beliebigem hr auf Grund einer mittels des Weichenbelegungsplanes neten Stundenspitzenleistung gefunden und verwertet n kann.

Wenn man die Werte des Ausnutzungsgrades für verdene bauliche Anordnungen der Gleisanlagen Bahnhofes bei gleichem Verkehr (siehe Beispiele und II b 2) oder für verschiedene Verkehrsum- bei gleicher baulicher Anordnung der Gleisn (siehe Beispiele II b 3 und II b 4) berechnet und er gegenübergestellt, erkennt man, ob und durch welche hmen der Ausnutzungsgrad der Anlage erhöht werden .

er erreichbare Wert des Ausnutzungsgrades ist um so , je kleiner (einfacher) die Gleisanlage ist und umgekehrt die Beispiele II b 1 bis 4):

of A mit 17 Weichen,
Ausnutzungsgrad nach der Zugzahl 0,727—0,800
of H mit 113 Weichen,
Ausnutzungsgrad nach der Zugzahl (0,472—0,643).

on den drei berechneten Werten für den Ausnutzungsient der aus der Zahl der Zugfahrten entwickelte zur ilung eines gegebenen Verkehrsumfanges, während die anderen Werte ergeben, in welchem Maße bei diesem rsumfang die Weichen ausgenutzt werden.

## III.

## urchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt.

a) Allgemeines (Abb. 1, Taf. 22).

ährend im vorangehenden Abschnitt (II) gezeigt wurde, r Grad der Ausnutzung einer Bahnhofgleisanlage bei gem Verkehr gekennzeichnet werden kann, soll im len der Einfluß von Verkehrsänderungen (sowohl lem Verkehrsumfang als auch nach der Verteilung der uf die einzelnen Fahrstraßen) auf die Weichenbelastung gleichbleibender Gleisanlage ermittelt werden. an kann die Weichenbelastung eines Bahnhofs bei Verkehr dadurch kennzeichnen, daß man die durchliche Weichenbelastung je Zugfahrt berechnet, und sowohl nach der Dauer der Weichenbelegungen (ausgedrückt in Weichenminuten) als auch nach der Zahl der Weichenbefahrungen:

Nennen wir die Zahl der Zugfahrten in den Fahrstraßen a, b, c, ....h: $x_1$, $x_2$, $x_3$.... bzw. $x_8$ und setzen die Gesamtzahl der Zugfahrten in allen Fahrstraßen $x_1 + x_2 + + x_3 + \ldots . x_8 = x$, bezeichnen wir ferner die Zahl der Weichenminuten für eine Zugfahrt in den einzelnen Fahrstraßen mit $k_1$, $k_2$, $k_3$ .... bzw. mit $k_8$ und setzen die Gesamtzahl der Weichenminuten in allen Fahrstraßen $k_1 . x_1 + k_2 . x_2 + k_3 . x_3 + \ldots k_8 . x_8 = y$, so wird die an der Dauer der Weichenbelegungen gemessene durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt ausgedrückt durch die Verhältniszahl $\frac{y}{x} = z$. Diese Verhältniszahl ändert sich sowohl mit den Zugzahlen $x_1$, $x_2$, $x_3 \ldots x_8$ der einzelnen Fahrstraßen als auch mit der Gesamtzugzahl x. Je kleiner die Verhältniszahl z wird, um so kleiner ist die an der Dauer der Weichenbelegungen gemessene durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt.

Bezeichnen wir die Zahl der Weichenbefahrungen für eine Zugfahrt in den einzelnen Fahrstraßen mit $l_1$, $l_2$, $l_3$, .... bzw. $l_8$, und setzen die Gesamtzahl der Weichenbefahrungen in allen Fahrstraßen $l_1 . x_1 + l_2 . x_2 + l_3 . x_3 + \ldots . l_8 . x_8 = v$, so wird die an der Zahl der Weichenbefahrungen gemessene durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt ausgedrückt durch die Verhältniszahl $\frac{v}{x} = w$. Auch diese Verhältniszahl (w) ändert sich sowohl mit den Zugzahlen $x_1$, $x_2$, $x_3 \ldots . x_8$ der einzelnen Fahrstraßen als auch mit der Gesamtzugzahl x. Je kleiner die Verhältniszahl w wird, um so kleiner ist die nach der Zahl der Weichenbefahrungen beurteilte durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt.

Die Verhältniszahlen z und w werden um so kleiner, je weniger Weichen in den Fahrstraßen liegen (verschlossen werden).

Je weniger Weichen aber in den Fahrstraßen bei den Zugfahrten festgehalten (verschlossen) werden, um so mehr Weichen bleiben für Verschiebefahrten übrig. Diese Feststellung bedeutet, daß die im Bahnhof neben den Zugfahrten auszuführenden Verschiebefahrten um so reibungsloser ausführbar sind, je kleiner die Werte z und w werden. Demnach wird die Beanspruchung der Weichenanlage sowohl bei Zug- als auch bei Verschiebefahrten um so günstiger, je kleiner die Werte z und w werden.

b) Beispiele.

1. Im Bahnhof A sind für die Tagesleistung 96 Züge in jeder Richtung angenommen mit folgender Verteilung auf die einzelnen Fahrstraßen: $x_1 = 60$, $x_2 = 36$, $x_3 = 60$, $x_4 = 36$, $x_5 = 60$, $x_6 = 36$, $x_7 = 60$ $x_8 = 36$. Ferner sind die folgenden konstanten Werte der Weichenminuten berechnet: $k_1 = 16$, $k_2 = 32$, $k_3 = 8$, $k_4 = 8$, $k_5 = 14$, $k_6 = 14$, $k_7 = 42$, $k_8 = 66$ sowie die konstanten Werte der Weichenbefahrungen: $l_1 = 1$ $l_2 = 3$, $l_3 = 1$, $l_4 = 3$, $l_5 = 2$, $l_6 = 3$, $l_7 = 3$, $l_8 = 3$. Man erhält somit $x = 384$, $y = 8980$, $v = 852$. Für den im Bahnhof A angenommenen Tagesverkehr von 96 Zugfahrten in jeder Richtung wird also die durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt in Weichenminuten $z = \frac{y}{x} = 23{,}385$ und in Weichenbefahrungen $w = \frac{v}{x} = 2{,}21.$

2. Für den Fall, daß in einem neuen Fahrplan des Bahnhofs A einzelne Züge ganz ausfallen müssen, so daß also die Gesamtzugzahl verringert wird, sei angenommen, daß von den aus Osten kommenden Zügen drei über Gleis 1 und sechs über Gleis 3 verkehrende, im ganzen also $9 \times 2 = 18$ Zugfahrten wegfallen. So erhält man $x = 366$, $y = 8386$, $v = 804$,

also $z = \frac{y}{x} = 22{,}912$ (statt 23,385)

und $w = \frac{v}{x} = 2{,}19$ (statt 2,21).

Unter den genannten Voraussetzungen (bei 366 Zugfahrten) wird demnach die durchschnittliche Weichenbelastung sowohl nach der Dauer der Weichenbelegungen als auch nach der Zahl der Weichenbefahrungen niedriger als bei der ursprünglichen Annahme von 384 Zugfahrten.

Die Weichenbelastung ist also günstiger geworden, und zwar deswegen, weil die meisten der wegfallenden Züge in Fahrstraßen liegen, die hohe Weichenminutenzahlen und hohe Weichenbefahrungszahlen aufweisen (vergl. Taf. I und II der Abb. 1 auf Taf. 22).

Nimmt man dagegen an, dass alle neun ausfallenden Züge bisher von Osten über Gleis 1 gelaufen, also in einer Fahrstraße gelegen seien, deren Weichenminutenzahl und Weichenbefahrungszahl verhältnismäßig niedrig sind, so erhält man die Werte y = 8530 und v = 816, also z = 23,306 (statt 23,385) und w = 2,23 (statt 2,21). Bei der letzten Annahme bleibt also z nahezu gleich und w wird größer als im Falle II b 1 (bei 384 Zugfahrten), obwohl neun Züge (18 Zugfahrten) weniger verkehren.

Man wird daher im vorliegenden Falle die über Gleis 3 verkehrenden Züge ausfallen lassen, wenn nicht andere Betriebsrücksichten entgegenstehen.

3. Nehmen wir an, daß in einem neuen Fahrplan des Bahnhofs A mit Rücksicht auf das Verkehrsbedürfnis in jeder Richtung zehn weitere Züge Bestandveränderungen vornehmen und deshalb über Gleis 3 (anstatt über Gleis 1 bzw. 2) fahren müssen, so ergibt sich bei gleicher Gesamtzugzahl folgende neue Verteilung der Zugfahrten auf die einzelnen Fahrstraßen: $x_1 = 50$, $x_2 = 46$, $x_3 = 50$, $x_4 = 46$; $x_5 = 50$, $x_6 = 46$, $x_7 = 50$, $x_8 = 46$, und man erhält x = 384, y = 9380, also wird die durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt in Weichenminuten $z = \frac{y}{x} = 24{,}427$ (statt 23,385). Bei der veränderten Verteilung der Zugfahrten entsteht somit trotz gleichbleibender Gesamtzugzahl eine höhere durchschnittliche Weichenbelastung nach der Dauer der Weichenbelegungen.

Unter den gleichen Annahmen wird die Zahl der Weichenbefahrungen v = 902 (statt 852), und man erhält $w = \frac{v}{x} = 2{,}349$ (statt 2,21). Es entsteht also auch eine höhere durchschnittliche Weichenbelastung nach der Zahl der Weichenbefahrungen.

Höhere Weichenbelastungen waren zu erwarten, weil eine größere Zahl von Zügen in Fahrstraßen mit höheren Weichenminutenzahlen und mit höheren Weichenbefahrungszahlen verkehrt, als im Beispiel II b 1 (vergl. Taf. I und II der Abb. 1 auf Taf. 22).

Das Maß der Erhöhung der Weichenbelastungen ist durch die neuen Werte z und w ausgedrückt.

4. Das entwickelte Verfahren soll nun auch auf den Bahnhof Heidelberg angewendet werden. (Abb. 2, Taf. 22).

Dabei ergibt sich ein Beispiel für den Fall, daß zwei verschiedene Fahrpläne betrachtet werden, in denen sowohl der Verkehrsumfang (die Zugzahl) als auch die Verteilung der Züge auf die einzelnen Fahrstraßen voneinander verschieden sind.

Für die Tagesleistung im Sommerfahrplan 1914 bei x = 386 Zugfahrten wird y = 31486 und v = 3695, also ergibt sich die durchschnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt in Weichenminuten $z = \frac{y}{x} = 81{,}50$ und in Weichenbefahrungen $w = \frac{v}{x} = 9{,}572$. Für die Tagesleistung im Sommerfahrplan 1 bei x = 283 Zugfahrten wird y = 24214 und v = 2759, ergibt sich $z = \frac{y}{x} = 85{,}588$ und $w = \frac{v}{x} = 9{,}749$. Demnach bei dem stärkeren Verkehr im Fahrplan 1914 die durchschn liche Weichenbelastung je Zugfahrt sowohl nach der D der Weichenbelegungen als auch nach der Zahl der Weic befahrungen niedriger als im Fahrplan 1925, bei schwächeren Verkehr.

Dieses Ergebnis ist durch den Umstand zu erklären, bei dem stärkeren Verkehr nahezu alle Fahrstraßen, auch die mit den niedrigen Weichenminutenzahlen Weichenbefahrungszahlen, häufiger benutzt werden mu als beim schwächeren Verkehr, so daß die auf eine Zugf entfallenden Durchschnittswerte beim stärkeren Verk kleiner wurden.

Ebenso erklärt sich das Ergebnis der durchschnittlic Weichenbelegungsdauer in dem folgenden Vergleich zwisc Spitzen- und Tagesverkehr.

5. Für eine Stundenspitzenleistung im Bahnhof Heidel mit x = 23 Zugfahrten wird y = 1856 und v = 244, ergibt sich die durchschnittliche Weichenbelastung je Zugf in Weichenminuten $z = \frac{y}{x} = 80{,}70$ und in Weichenbefahrun $w = \frac{v}{x} = 10{,}61$. Bei dem gedrängten Verkehr einer Stun spitzenleistung im Bahnhof Heidelberg war also die du schnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt nach der D der Weichenbelegungen niedriger als bei den beiden trachteten Tagesleistungen in den Fahrplänen 1914 und (80,70 gegenüber 81,50 bzw. 85,588 Weichenminuten).

Nach der Zahl der Weichenbefahrungen war hier durchschnittliche Weichenbelastung höher (10,61 gegen 9,572 bzw. 9,749 Befahrungen). Bei dem Spitzenverkehr demnach mehr Fahrstraßen benutzt worden, deren Weic vom Zuge selbst befahren wurden, als bei dem schwäch Tagesverkehr.

### c) Zusammenfassung.

Auf Grund der im Abschnitt III durchgeführten Un suchung kann man allgemein sagen:

Jede durch einen bestimmten Zugverkehr verursa Weichenbelastung eines Bahnhofs kann durch zwei Zah werte (z und w) gekennzeichnet werden, welche die dur schnittliche Weichenbelastung je Zugfahrt ange gemessen an der Dauer der Weichenbelegungen (z) und der Zahl der Weichenbefahrungen (w).

Durch eine solche Untersuchung kann man die Wirk jeder Verkehrsänderung auf die Weichenbelast im voraus ermitteln und so die Entscheidung über mögliche verschiedene Lösungen erleichtern.

## IV.

## Die „spezifische Weichenbelastung".

### a) Allgemeines.

Im vorangehenden Abschnitt (III) ist die Wirkung Verkehrsänderungen auf die durchschnittliche Weic belastung eines Bahnhofs bei gleichbleibender Gleisan untersucht worden.

In gleicher Weise könnte man den Einfluß einer Änder der Gleisanlage auf die durchschnittliche Weichenbelast bei gleichbleibendem Verkehr ermitteln. In solc Fällen, in denen zwei voneinander verschiedene baul Anlagen gegenübergestellt werden, eignet sich jedoch be das folgende Verfahren:

Die Weichenbelastung wird so gekennzeichnet, daß der ehr keinen Einfluß auf die Kennzeichnung hat. Dies ieht, indem man bei den bisherigen Berechnungen den zfall annimmt, in welchem nur je ein Zug in jeder Fahr- e verkehrt, daß also $x_1 = x_2 = x_3 = \ldots x_n = 1$ wird. Da unter der genannten Voraussetzung die Zahl der Zug- en gleich der Zahl der Fahrstraßen ist, so bedeutet

$\frac{y}{x}$ das Verhältnis der Zahl der Weichenminuten (die ent- , wenn in jeder Fahrstraße ein Zug verkehrt) zur Zahl Fahrstraßen. Ebenso bedeutet $w = \frac{v}{x}$ das Verhältnis Zahl der Weichenbefahrungen zur Zahl der Fahrstraßen. e Verhältniszahlen (z und w) sind vom Verkehr unab- ig. Sie drücken die Belastung aus, die durch die Zahl Anordnung der in den einzelnen Fahrstraßen liegenden hen sowie durch die Lage der den Zeitbedarf der Züge mmenden Signale bedingt ist. Sie kennzeichnen also die ungsweise eines Bahnhofs auf Grund seiner baulichen ge.

Man kann daher das Verhältnis zwischen der Zahl der henminuten (Weichenbefahrungen) — die entsteht, wenn der Fahrstraße ein Zug verkehrt — und der Zahl der straßen die „spezifische Weichenbelastung" eines Bahn- nennen. Sie ändert sich sowohl mit der Weichenminuten- (Weichenbefahrungszahl), als auch mit der Zahl der straßen. Je kleiner die Verhältniszahl z oder w wird, o kleiner wird die „spezifische Weichenbelastung" nach Dauer der Weichenbelegungen oder nach der Zahl der henbefahrungen.

Da auch hier die Verhältniszahlen z und w um so kleiner en, je weniger Weichen in den Fahrstraßen liegen (ver- ssen werden), gilt ebenfalls das unter III a (am Schluß) gte:

Die Beanspruchung der Weichenanlage wird sowohl bei als auch bei Verschiebefahrten um so günstiger, je kleiner Verte z und w werden.

### b) Beispiele.

1. Im Bahnhof A ergeben sich für den Fall $x_1 = x_2 = x_3 = \ldots x_n = 1$ folgende Werte: $x = 8$, $y = 200$, $v = 19$, also die spezifische Weichenbelastung in Weichenminuten $= 25$ und in Weichenbefahrungen $w = \frac{v}{x} = 2{,}375$.

2. Denkt man sich den Bahnhof A dadurch verbessert, daß jede Richtung ein besonderes Überholungsgleis erhält, ß also ein anderer Bahnhof (B) entsteht, und berechnet für diesen Bahnhof B die Weichenbelastungen der Fahr- en unter den gleichen Voraussetzungen für den Zeit- f der Züge wie für den Bahnhof A, so erhält man für hof B: $x = 8$, $y = 166$, $v = 20$. Demnach wird die ische Weichenbelastung in Weichenminuten $z = 20{,}75$ über 25 im Bahnhof A), d. h. der Bahnhof B erleidet ter der hier gemachten Voraussetzung, daß in jeder traße nur ein Zug verkehrt — bei einer Zugfahrt durch- tlich eine kleinere, an der Dauer der Weichen- ngen gemessene Belastung der Weichen als der Bahn- . Die bauliche Anlage B ist also nicht nur leistungs- r — da sie in jeder Richtung ein Überholungsgleis auf- — sondern auch in bezug auf die Dauer der Weichen- ngen günstiger als die Anlage A. Der Grund hierfür darin, daß die Summe der verschlossenen Weichen aller traßen im Bahnhof B kleiner ist (43) als im Bahnhof A (52). Nach der Zahl der Weichenbefahrungen dagegen wird die ische Weichenbelastung im Bahnhof B ($w = 2{,}5$) größer Bahnhof A ($w = 2{,}375$), d. h. es werden im Bahnhof B bei einer Zugfahrt durchschnittlich mehr Weichen befahren als im Bahnhof A.

Man wird im allgemeinen den Bahnhof B dem Bahnhof A vorziehen, da die günstigere spezifische Weichenbelastung nach der Dauer der Weichenbelegungen mehr ins Gewicht fällt als die ungünstigere nach der Zahl der Weichenbefahrungen.

3. Die spezifische Weichenbelastung soll im folgenden auch für den Bahnhof Heidelberg berechnet werden. Da dieser Bahnhof im Jahre 1928 umgebaut (erweitert) worden ist, bietet sich Gelegenheit, mittels der Berechnung der spezifischen Weichenbelastungen für die Anlagen vor und nach dem Umbau (für H 1914 und für H 1928, Abb. 2, Taf. 22) die Wirkung der baulichen Änderungen zu beurteilen.

Im wesentlichen bestehen diese Änderungen darin, daß zwei weitere Bahnsteiggleise (24 und 26) hinzukamen und ein Bahnsteiggleis (11) verlängert wurde. Von und nach diesen Gleisen sind zusammen 21 weitere Fahrstraßen eingerichtet worden. Die Zahl der in der Verschlußtafel angegebenen Weichen beträgt 107 (gegenüber 110 vor dem Umbau); dazu kommen 17 (gegenüber 3) mit besonderen Hebeln bediente Gleissperrsignale. Diese Gleissperrsignale werden bei der Berechnung der Weichenbelegungsdauer als Weichen gezählt, weil sie ebenso wie die Weichen den Fahrbewegungen auf den Gleisen einen bestimmten Weg weisen (sperren oder freigeben). Unter Einschluß dieser Gleissperrsignale ist die Zahl der Weichen 124 (gegenüber 113 vor dem Umbau).

Die Berechnung der spezifischen Weichenbelastungen ergibt folgendes:

Für die Gleisanlage des Bahnhofs Heidelberg vom Jahre 1914 (H 1914) erhält man in dem Grenzfall $x_1 = x_2 = x_3 \ldots x_n = 1$ folgende Werte: $x = 44$, $y = 4188$, $v = 454$, also die spezifische Weichenbelastung nach der Dauer der Weichenbelegung $z = \frac{y}{x} = 95{,}18$ (Weichenminuten), nach der Zahl der Weichenbefahrungen $w = \frac{v}{x} = 10{,}318$ (Weichenbefahrungen).

Für die Gleisanlage des Bahnhofs Heidelberg vom Jahre 1928 (H 1928) erhält man in dem Grenzfall $x_1 = x_2 = x_3 \ldots x_n = 1$ folgende Werte: $x = 65$, $y = 6182$, $v = 680$, also die spezifische Weichenbelastung nach der Dauer der Weichenbelegung $z = 95{,}10$ (Weichenminuten), nach der Zahl der Weichenbefahrungen $w = 10{,}461$ (Weichenbefahrungen).

Nach dem Umbau ist demnach die spezifische Weichenbelastung im Bahnhof Heidelberg nahezu die gleiche wie vor dem Umbau, obwohl in dem umgebauten Bahnhof 11 Weichen und 21 Fahrstraßen mehr vorhanden sind als in dem Bahnhof vor dem Umbau. Daraus ist zu schließen, daß durch den Umbau die Anordnung der Weichen in den Fahrstraßen für die Weichenbelastung günstiger geworden ist; denn sonst wären bei der nicht unerheblichen Erweiterung der Anlagen die Werte für z und w größer geworden (vergl. die Ausführungen unter IV c). Diese Feststellung wird durch die folgende Überlegung bestätigt:

Vergleicht man die spezifischen Weichenbelastungen der Gleisanlagen H 1914 und H 1928 in der Weise, daß man die durch den Umbau hinzugekommenen 21 Fahrstraßen unberücksichtigt läßt, indem man also den Vergleich so anstellt, als ob auch in der erweiterten Anlage nur die früheren 44 Fahrstraßen vorhanden wären, so erhält man für H 1928 die Werte: $x = 44$, $y = 4036$, $v = 442$, also die spezifische Weichenbelastung in Weichenminuten $z = \frac{y}{x} = 91{,}727$ (gegenüber 95,18 vor dem Umbau); in Weichenbefahrungen $w = \frac{v}{x} = 10{,}045$

(gegenüber 10,318 vor dem Umbau), mithin kleinere (günstigere) Werte als für die Anlage vor dem Umbau.

c) Folgerungen aus IV b 1 bis 3.

Eine Gegenüberstellung der spezifischen Weichenbelastungen der beiden nach ihrer Größe und Bedeutung sehr verschiedenen Bahnhöfe A (mit 17 Weichen) und H 1914 (mit 113 Weichen): $z = 25$ bzw. 95,18 und $w = 2{,}375$ bzw. 10,318 läßt erkennen, daß aus den Werten z und w auch der Rang jeder der beiden Bahnhofgleisanlagen ersehen werden kann.

Bei einem solchen Vergleich verschiedener Bahnhöfe ist neben der Zahl der Weichen vor allem die Zahl der Fahrstraßen maßgebend; denn z gibt das Verhältnis der Weichenminutenzahl zur Zahl der Fahrstraßen, w das Verhältnis der Weichenbefahrungszahl zur Zahl der Fahrstraßen an. In den beiden Werten z und w kommt zum Ausdruck, welche Arbeit durchschnittlich bei der Ausführung einer Zugfahrt geleistet werden muß. So sind z. B. bei einer spezifischen Weichenbelastung von 95,18 Weichenminuten und 10,318 Weichenbefahrungen im Bahnhof H 1914 zu der betrieblichen Abwicklung einer Zugfahrt naturgemäß mehr Abhängigkeiten zu beachten und mehr Handhabungen auszuführen, als bei einer Belastung von 25 Weichenminuten und 2,375 Weichenbefahrungen im Bahnhof A.

Auf Grund der spezifischen Weichenbelastungszahlen ließe sich demnach eine Einteilung der Bahnhöfe in der Weise durchführen, daß alle diejenigen, deren Werte z und w innerhalb bestimmter Grenzen liegen, in eine bestimmte Gruppe eingereiht werden.

Die erste Gruppe könnte z. B. alle Bahnhöfe mit nur einer Weiche und solche mit einem oder zwei Überholungsgleisen (z. B. die Bahnhöfe A und B) umfassen, deren Werte z zwischen 0 und 25 und w zwischen 0 und 2,5 lägen. In weitere Gruppen wären die Bahnhöfe mit Abzweigungen, Kreuzungsbahnhöfe usw. einzureihen.

Durch eine derartige Gruppeneinteilung könnte z. B. auch die Beurteilung der Leistungen des Betriebspersonals auf den einzelnen Bahnhöfen erleichtert werden.

Über die im Abschnitt IV entwickelte „spezifische Weichenbelastung" eines Bahnhofs läßt sich allgemein sagen:

Die spezifische Weichenbelastung gibt ein Mittel an die Hand, um verschiedene Gleisanlagen unabhängig vom Verkehr miteinander zu vergleichen. Ein solcher Vergleich kann besonders in den Fällen zweckmäßig sein, wenn es sich darum handelt, die Wirkung baulicher Änderungen eines Bahnh auf die Weichenbelastung im voraus festzustellen.

Auf Grund der Werte z und w kann auch eine Einteil der Bahnhöfe nach der Größe (dem Umfang) ihrer Gl anlagen durchgeführt werden.

V.

**Schlußbemerkung.**

Aus den vorstehenden Betrachtungen unter II bis IV g folgendes hervor:

1. Für jeden Verkehr eines Bahnhofs kann man Ausnutzungsgrad der Gleisanlage angeben, indem man tatsächlichen Verkehr an einem genau bestimmten Spitz verkehr mißt.

2. Die durch einen bestimmten Verkehr verursac Weichenbelastung eines Bahnhofs kann man durch z Zahlen kennzeichnen, welche die „durchschnittlic Weichenbelastung" je Zugfahrt nach der Dauer Weichenbelegungen und nach der Zahl der Weichenbefahrung angeben. So läßt sich die Wirkung jeder Verkehrsänderu eines Bahnhofs auf die Weichenbelastung im voraus ermitte und das Ergebnis dieser Untersuchung kann bei der E scheidung über Verkehrsänderungen verwertet werden.

3. Für jeden Bahnhof kann man eine vom Verkehr abhängige „spezifische Weichenbelastung" berechn und auf Grund dieser die Wirkung jeder baulichen Änderu eines Bahnhofs auf die Weichenbelastung im voraus ermitte Das Ergebnis dieser Ermittlung läßt sich bei der Entscheidu über bauliche Änderungen berücksichtigen.

Auf Grund der für die Größen z und w berechnet Zahlen kann man die Bahnhöfe nach der Größe (dem Umfa ihrer Gleisanlage einteilen.

Der Anwendungsbereich der vorstehenden sowie früheren, hier mehrmals erwähnten Untersuchungen ist nic auf Personenbahnhöfe beschränkt. Vielmehr können Berechnungen der Weichenbelastung sinngemäß auch auf Zug- und Verschiebefahrten in Güter- und Rangierbahnhöf angewendet werden, soweit der Bahnbetrieb durch Stellwer anlagen auf Grund von Verschlußtafeln geregelt ist. Außerde können mit dem entwickelten Verfahren besondere Bere nungen über die durch Verschiebefahrten verursacht Weichenbelastungen in Güter- und Rangierbahnhöfen durc geführt werden, wenn es wichtig erscheint, die Belegungsdau und die Befahrungszahlen stark beanspruchter Weichen- u Weichengruppen genau kennen zu lernen (vergl. Verkeh techn. Woche 1929, H. 41, S. 584).

# Die optische Aufnahme von Aschenerweichungsvorgängen.

Von Reichsbahnrat **Ebert**, Aschaffenburg.

Inhalt: Nach Hinweis auf die Wichtigkeit des Ascheverhaltens fester Brennstoffe wird ein neuartiges Verfahren z Aufnahme von Aschenerweichungsvorgängen beschrieben. Das Verfahren beruht darauf, daß mit Hilfe eines neuen Gerätes mit den Erhitzungstemperaturen sich verändernden Längen des Probekörpers optisch auf ein lichtempfindliches Papier übertrag werden und dort als Ordinaten zu den zugehörigen Temperaturen als Abszissen erscheinen. Das Gerät selbst wird beschrieben.

Es wird vorgeschlagen die gewonnenen Aschenerweichungskurven nach der Stetigkeit ihres Verlaufes, nach dem Verhält der Größe des Erweichungsintervalls zur Gesamtschmelztemperatur und nach der Steilheit des Kurvenabfalles im Erweichungsinterv zu kennzeichnen.

Die Wichtigkeit des Verhaltens der Asche in den festen Brennstoffen wird immer mehr erkannt. Gleichzeitig wird aber auch erkannt, daß dieses Verhalten durchaus kein einfaches ist und von einer Reihe von Umständen abhängt. Die Menge und die Art der Aschenbestandteile beeinflussen den brennstofftechnischen Wert, also die Güte, eines festen Brennstoffes. Mit zunehmendem Aschengehalt sinkt nicht nur der Heizwert, sondern in noch stärkerem Maße die wirtschaftliche Ausnutzung, weil aschereiche Brennstoffe meist nur unvollkommen verbrennen. Die chemische Zusammensetzung der Asche beeinflußt den kalorimetrischen Heizwert insofern, als bei seiner exakten Bestimmung die Wärm tönungen für die Oxydation der Aschenbestandteile wie z. Schwefelkies oder Eisenoxydul in Abzug zu bringen wär Das Verhalten der Asche beeinflußt auch den feuerun technischen Wert, die Eignung eines festen Brennstoff

Die offene Verfeuerung auf dem Rost, die Verkoku die Vergasung, die Schwelung werden in ihrem gleichmäßig Ablauf empfindlich gestört, wenn die weichgewordene Asc den Rost verklebt und ihn damit in seiner Funktion als Lu verteiler hindert. Es wird aber auch der Vorgang der V brennung selbst von der Aschezusammensetzung beeinflu

den neuesten Forschungen übt die Aschebeschaffenheit starken Einfluß aus auf die Eigenschaften des Kokses, erbrennlichkeit und Reaktionsfähigkeit, Festigkeit, Backögen, Entzündungspunkt. Es besteht anscheinend über Koks als Verbrennungskörper eine Wechselwirkung hen Verbrennungsvorgang, seiner Temperatur und seiner sphäre einerseits und der Aschebeschaffenheit anderseits rne als die chemische Struktur der Asche die Art des ildenden Kokses neben anderen Umständen beeinflußt die Verbrennung des bestimmt gearteten Kokses die andlung der Aschebestandteile nach bestimmter Richtung kt.

Ganz besonders wichtig ist das Verhalten der Asche bei nstaubfeuerungen. Hier kommt es vor, daß die Rohr- oder die Gassen zwischen den vordersten Rohrreihen in r Zeit so stark zugesetzt werden, daß die Kesselleistung chtlich sinkt. Der Hauptgrund für diese Tatsache liegt , daß bei der Temperatur, mit der die Feuergase auf- n, die Asche sich bereits in erweichtem Zustand befindet n der Heizfläche festklebt, besonders wenn der Gasstrom starke senkrechte Geschwindigkeit zur Heizfläche zeigt. ler Wahl des Brennstoffes für eine bestimmte Kessel- t oder bei der Wahl der Kesselbauart für eine bestimmte nstaubsorte muß das Ascheverhalten von entscheidendem ıß sein.

Die Praxis drängt danach bei der Kohlenuntersuchung ler Kohlenauswahl die feuerungstechnische Eignung und besonders die Frage der Schlackenbildung berücksichtigt nen. Schon seit einiger Zeit begnügte man sich bei der ıtoriumsmäßigen Untersuchung nicht mehr nur, den nschmelzpunkt nach dem Segerkegelverfahren zu be- nen. Aus dem Gefühl heraus, daß diese subjektive Schmelz- bestimmung eines chemisch uneinheitlichen Körpers mit n Fehlern behaftet sein mußte und noch mehr wegen chlechten Übereinstimmung der laboratoriumsmäßigen elzpunktbestimmungen mit den Beobachtungen der s ging man dazu über zwischen Erweichungspunkt, elzpunkt und Fließpunkt zu unterscheiden, wobei aller- die Festlegung dieser Punkte nur nach persönlicher An- ung geschehen konnte.

Es ist das besondere Verdienst der Untersuchungen von e-Baum*), daß darin erstmals ein objektives Verfahren Bestimmung des Aschenerweichungsvorgangs angegeben mit dessen Hilfe genauere Einblicke in den Verschlackungs- ng erst möglich geworden sind. In Abb. 1 ist das Gerät zuletzt angegebenen Form dargestellt.

Es besteht aus dem Kohlegrießofen und der Übertragungs- htung. Der Probekörper b steht auf dem unteren itstempel a in dem Heizrohr g des Ofens. Das Zusammen- des Probekörpers wird auf die in drei Stunden einmal fende Registrieruhr e durch eine einfache Schreib- htung in 4,8facher Vergrößerung übertragen.

Die Übertragungsvorrichtung ist um eine feste Achse nkbar angeordnet. Über zwei reibungslos gelagerte läuft das Übertragungsseil, das an einem Ende den ab c trägt, der durch sein Übergewicht gegenüber dem gewicht d den Anschluß an den Probekörper während chmelzvorgangs herstellt.

Die zylindrischen Probekörper haben 25 mm Höhe und messer und verbrauchen etwa 15 g Asche zu ihrer ellung. Der Abbrand des Taststabes sorgt für Aufrecht- ung einer halbreduzierenden Atmosphäre. Die Tem- ir wird mittels Thermoelement im Taststab gemessen. ersuche bei künstlich geänderter Atmosphäre kann durch eine durchbohrte Scheibe, die den Ofen unten abschließt, und durch einen anschließenden Rohreinsatz das gewünschte Gas in den Ofen geleitet werden.

Unabhängig von den Arbeiten Bunte-Baums und auf anderer Grundlage wurde seit einigen Jahren in der Kohlenuntersuchungsstelle beim Reichsbahnmaschinenamt Aschaffenburg*) an der Entwicklung eines Verfahrens gearbeitet, das ebenfalls die objektive Untersuchung und Aufnahme der Aschenerweichungsvorgänge zum Ziele hatte. Das Bedürfnis nach einem solchen Verfahren kam insbesondere aus der Forderung des Lokomotivbetriebes, nur Kohlen zugeteilt zu erhalten, die bei den gegebenen Betriebsverhältnissen nicht zur Rostverschlackung mit den unangenehmen Folgen der Fahrtstörungen führen. Daß diese Forderung berechtigt ist, mag daraus hervorgehen, daß jährlich Tausende von kleineren oder größeren Fahrtstörungen auf die Verschlackung des Rostes und daraus folgender ungenügender Kesselleistung zurückgeführt werden müssen.

Dazu kam noch die besondere Beobachtung, daß selbst Kohlen gleicher Herkunft sich je nach den Betriebsverhältnissen hinsichtlich der Schlackenbildung verschieden verhielten. Hierin liegt übrigens ein Hinweis auf den Einfluß des

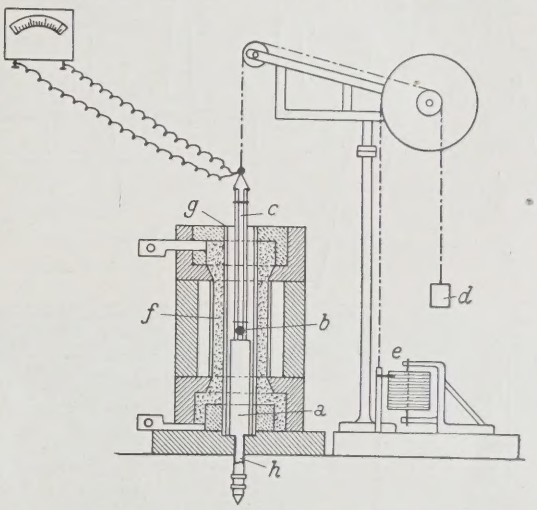



Abb. 1. Apparat nach Bunte-Baum.

Verbrennungsverlaufs auf die Aschenerweichung. Jedenfalls spielt gerade im Lokomotivbetrieb die Frage der Art und Form der Aschenerweichung eine entscheidende Rolle.

Es wurde sehr bald auch hier die von Bunte-Baum ausgesprochene Erkenntnis gewonnen, daß die Aschenerweichungskurve ein geeignetes Mittel zur Beurteilung des Aschenerweichungsvorganges ist. Zur Aufnahme der Aschenschmelzkurven wurde eine neuartige Apparatur entwickelt. Sie besteht darin, daß die Höhenveränderung eines Probekörpers, also das Erweichen und Niederschmelzen, optisch auf ein lichtempfindliches Papier übertragen wird, das genau im Verhältnis der Temperatursteigerungen am Lichtspalt vorbei bewegt wird, so daß über den Temperaturen als Abszissen unmittelbar die dazu gehörigen Höhen des Probekörpers auf dem Streifen erscheinen.

Einem für die besonderen Zwecke des Ascheschmelzens etwas abgeänderten Erhitzungsmikroskop nach Endell**),

) Bunte-Baum, das Gas- und Wasserfach, Nr. 5/6, 1928, , Glückauf Nr. 52, 1928; Bunte-Reerink, das Gas- und rfach, Nr, 34, 1929.

*) Dem Reichsbahnmaschinenamt Aschaffenburg ist seit jeher die Übernahme und Verteilung der für das rechtsrheinisch-bayrische Netz eingehenden Lokomotivkohlen aus dem Ruhr- und Aachener Revier übertragen. Für die Untersuchung der Kohlen ist beim Amte eine Brennstoffuntersuchungsstelle eingerichtet, die in die Gesamtorganisation der Brennstoffwirtschaft bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft eingegliedert ist.

**) Hergestellt von Leitz-Wetzlar.

wird das eigentliche Aufnahmegerät, wie Abb. 2 zeigt, vorgesetzt.

Auf dem Apparatetisch a ist eine Kamera auf einer höhen- und längsverstellbaren Sperrholzplatte aufgesetzt. An Stelle der Mattscheibe und Kassette der Kamera ist eine querverschiebbare Aufnahmeplatte b mit eingeätzter Temperaturteilung angeordnet. Die Querverschiebung der Aufnahmeplatte wird durch eine Vorschubspindel c bewirkt, die durch Hand oder durch einen Elektromotor mit regelbarem Übersetzungsverhältnis betätigt wird. Wegen der unvermeidlichen Spannungsschwankungen und den Schwierigkeiten einer Feinreglung ist darauf verzichtet die Drehzahl der Verschiebspindel durch Reglung des Motors zu bestimmen. Der Motor treibt vielmehr ein Reibgetriebe an, dessen eine große Reibscheibe über eine Schneckenwelle vom Motor

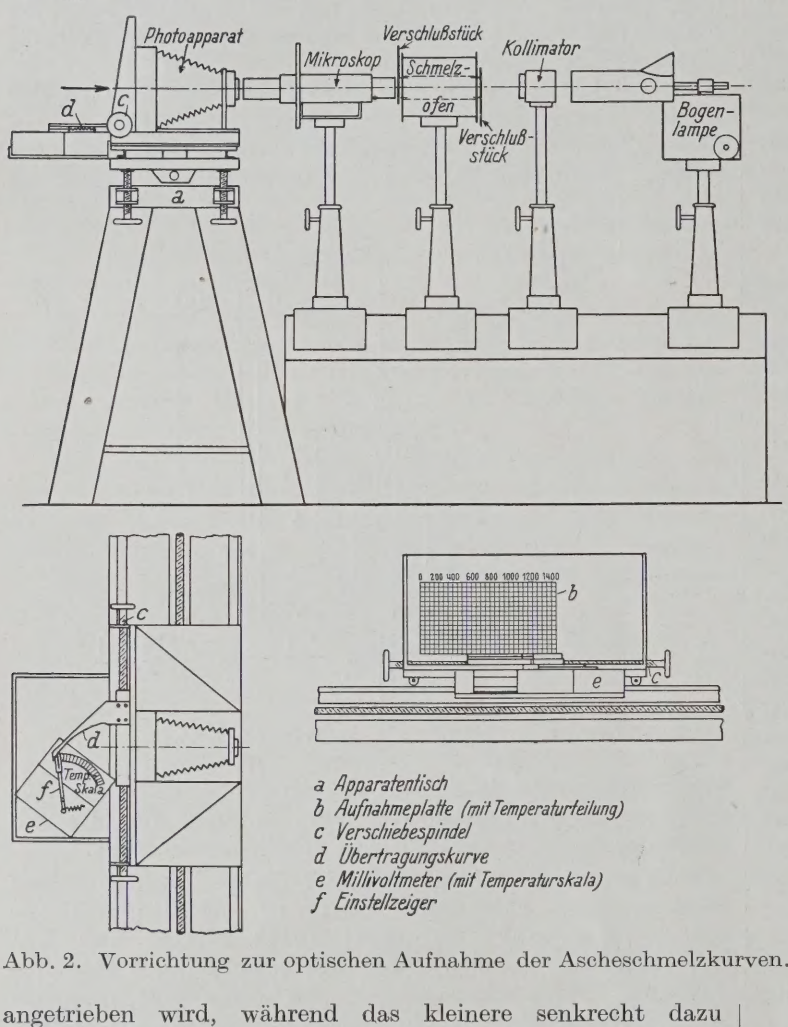



Abb. 2. Vorrichtung zur optischen Aufnahme der Ascheschmelzkurven.

angetrieben wird, während das kleinere senkrecht dazu stehende Rad nach Belieben auf jeden Durchmesser des großen Rades gestellt werden kann. Damit läßt sich eine ungemein feine Abstufung der Drehzahl der Verschiebespindel erreichen. Die Übereinstimmung des Ganges der Verschiebespindel mit dem Temperaturfortschritt im Ofen wird dadurch hergestellt, daß auf dem horizontal und schräg zur Aufnahmeplatte liegendem Millivoltmeter e mit Temperaturskala ein Einstellzeiger f angeordnet ist, der durch die Übertragungskurve d bewegt wird. Dreht sich die Verschiebespindel, so bewegt sich die mit ihr durch eine Spindelmutter verbundene Übertragungskurve seitwärts und schiebt den Einstellzeiger mit sich. Die Kurve ist so konstruiert, daß jeder Stellung der Spindelmutter ein Punkt der Temperaturskala des Millivoltmeters entspricht, sie ist also die Rollkurve, die die kreisbogenförmige, aber nicht völlig gleich geteilte Temperaturskala des Millivoltmeters auf die Gerade der Verschiebespindel und damit auf die gleichmäßig geteilte Abszis achse der Aufnahmeplatte überträgt. Der Beobachter hat einer Aufnahme lediglich dafür Sorge zu tragen, daß durch die Verschiebespindel über die Übertragungsku bewegte Einstellzeiger sich mit dem durch das Thermoelem bewegten Zeiger des Millivoltmeters stets deckt. Der Spie belag des Millivoltmeters gestattet das Übereinanderste der Zeiger sehr genau zu beobachten.

Da die Erwärmung des Probekörpers eine gleichmäß der Temperaturanstieg über der Zeit also geradlinig sein so wird der Regler für die Ofenheizung gleichmäßig betä und die Drehzahl der Verschiebespindel mit Hilfe des R getriebes unter Beobachtung des Einstellzeigers nach Stellung des Millivoltmeterzeigers geregelt. Hält man verschiedene Aufnahmen an einem einmal gewählten T peraturanstieg fest, so braucht die zugehörige Dreh der Verschiebespindel nicht oder nur soweit geregelt werden als der Temperaturanstieg etwa nicht str geradlinig ist oder der Antriebsmotor Drehzahlschw kungen zeigt. Es besteht natürlich auch die technis Möglichkeit den Gang der Verschiebespindel unmittel vom Gange des Millivoltmeters aus über ein Relais, Selenzelle oder einen ähnlichen Übertrager zu betäti

Abb. 3 und 4 zeigen die Apparatur von der S und von oben gesehen.

Die Aufnahmeplatte enthält eine Temperaturteil bis 1700° C. Ihr rechtes ungeätztes Ende dient als M scheibe zur Einstellung, zur Beobachtung der Pr körperveränderung mit dem freien Auge und zur Li bildaufnahme einzelner Erweichungszustände. Übrig würde die Vorrichtung auch unschwer Filmaufnahm der Erweichungsvorgänge erlauben.

Auf die Aufnahmeplatte und auf das gegen i Rückseite mit einer Rotglasplatte geklemmte li empfindliche Papier wird der Schatten des im O stehenden Probekörpers geworfen. Ein feiner senkrech Spalt im geschwärzten Objektiv des Erhitzungsmikrosk schneidet den mittleren Teil des Probekörpers aus, in Abb. 5 dargestellt ist.

Jede Höhenveränderung des Probekörpers ersch scharf auf der Aufnahmeplatte und wird von dem li empfindlichen Papier (gewöhnliches Gaslichtpapier) a genommen. Da die Aufnahmeplatte mit dem li empfindlichen Papier im Gleichschritt mit der Temperat steigerung im Heizofen am Objektiv vorbeigezogen w erscheint auf dem entwickelten Streifen je eine zusamm hängende Linie des Fußpunktes und des Kopfpunk des Probekörpers, also die Höhenveränderungen Probekörpers als Ordinaten über der Temperatur Abszissen, das ist eben die Aschenerweichungskurve.

Da das Gerät mit 13,5facher Vergrößerung arbei können die Abmessungen des Probekörpers sehr klein gewä werden. Nach eingehenden Vorversuchen haben sich Abmessungen des zylindrischen Probekörpers von 3 mm H und Durchmesser als zweckmäßig erwiesen. Der Aschebed für einen Probekörper beträgt nur etwa 0,03 g. Der Str verbrauch des Heizofens ist wegen der geringen Größe Probekörpers klein und schwankt bei 120 Volt Oberspann zwischen 20 und 40 Ampere. Auch der Zeitbedarf von 30 40 Minuten für das Niederschmelzen des kleinen Probekörp ist gering, selbst unter Beachtung des Umstandes, daß Temperaturanstieg langsam erfolgen soll, und der Erkennt daß die Zeit der Erwärmung von Einfluß auf den Erweichun vorgang ist.

Die Aschenschmelzkurven werden in folgend Weise aufgenommen:

Das lichtempfindliche Papier wird mit der Rotglaspla

r die geätzte Aufnahmeplatte geklemmt und mittels der chiebespindel in raschem Gang am geöffneten, durch die nlampe des Erhitzungsmikroskops beleuchteten Objektiv Photoapparates vorbeigezogen. Die Temperaturteilung Aufnahmeplatte wird dadurch auf das Papier übertragen. nn wird der Probekörper, auf einer kleinen Tonbrücke nd, in das Heizrohr gestellt und zwar genau in Höhe der telle des Thermoelementes. Diese Stellung ist deshalb tig, damit die vom Thermoelement angezeigte Temperatur tatsächlich mit der am Probekörper herrschenden über- immt.

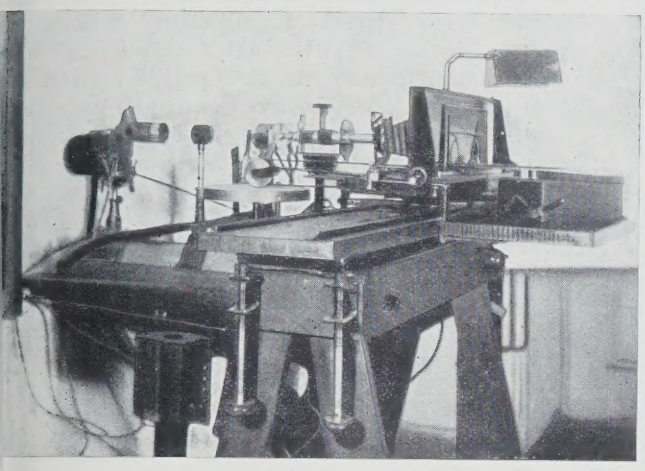


Abb. 3.
ll-Erhitzungsmikroskop mit vorgesetztem Aufnahmegerät.

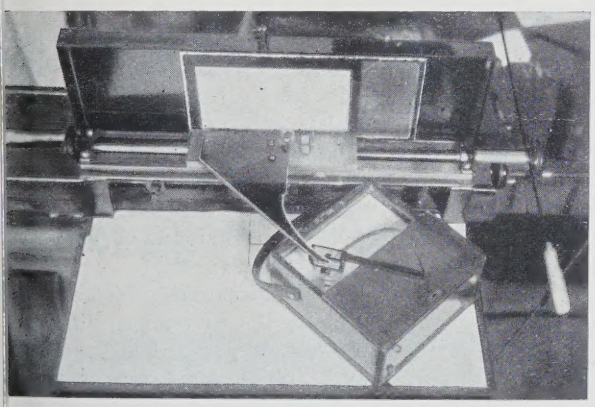


Abb. 4.
hmegerät von oben, Einstellzeiger mit Übertragungskurve.

uf das Mikroskop wird das geschwärzte Objektiv mit ingeritzten Spalt gesetzt, die Aufnahmeplatte in die der gstemperatur des Millivoltmeters entsprechende Stellung ht und der Ofen langsam angeheizt. Die Temperatur mit Hilfe eines fein regelbaren Wasserwiderstandes näßig gesteigert und die Aufnahmeplatte durch die isch angetriebene Verschiebespindel im Maße der Tem- rsteigerung am geöffneten Objektiv des Photoapparates geführt. Nach dem Niederschmelzen des Probekörpers, n der auf die Rotglasplatte durchscheinenden Spalt- lerung auch deutlich mit dem Auge zu sehen ist, wird aslichtpapier entwickelt und fixiert. Die Gesamt- me beansprucht 40 bis 50 Minuten. In Abb. 6 ist als el die Aufnahme der Aschenerweichungskurve einer aus dem Aachener Revier wiedergegeben.

ie Brauchbarkeit der Einrichtung wurde nach iedenen Gesichtspunkten nachgeprüft. Die allerdings nur geringfügige Durchbiegung des Heizrohres selbst, auf dem der Probekörper steht, kann auch bei gefederter, das Längenwachstum aufnehmender Aufhängung nicht restlos beseitigt werden. Sie ist aber ohne Einfluß, da Kopf- und Fußpunkt des Probekörpers aufgenommen werden und die Längenveränderung zwischen diesen beiden Punkten festgestellt wird.

Die Ofenatmosphäre ist bekanntlich von Einfluß auf den Aschenerweichungsvorgang. Es ist daher Vorsorge getroffen, daß die gewünschte Atmosphäre im Innern des Heizrohres hergestellt werden kann. Das waagrecht liegende Heizrohr aus Iridiumblech erhält an beiden Enden je ein

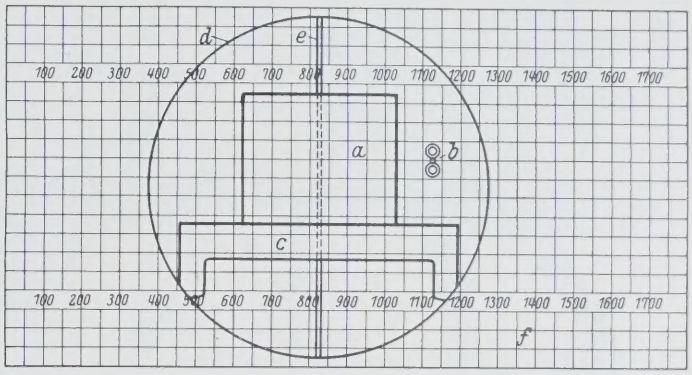



Abb. 5. Probekörper in Aufnahmestellung.
a Probekörper
b Thermoelement
c Tonbrücke
d Lichtkreis des Objektivs
e Lichtspalt
f Aufnahmeplatte.

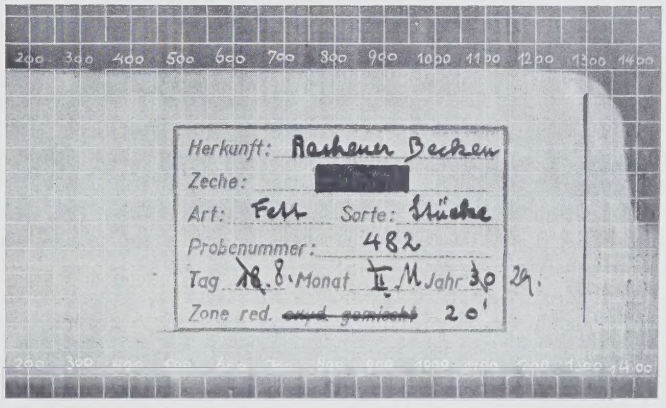



Abb. 6.
Aschenerweichungskurve einer Kohle aus dem Aachener Revier.

Verschlußstück aus Platin mit Glimmerfenster für den Lichtdurchgang und einen Rohransatz zum Einleiten von Gasen, wie z. B. Stickstoff oder Kohlendioxyd. Soll das Innere des Heizrohres nicht unter einem Gasstrom gehalten werden, so werden die Rohrenden verschlossen und etwas Graphitpulver in das Rohr eingestreut, mit der Folge, daß sich bei dem mangelhaften Luftzutritt eine halbreduzierende Atmosphäre einstellt. Soll die Aschenerweichung in oxydierender Zone vorgenommen werden, so werden die Verschlußstücke entfernt. Abb. 7 zeigt den Ofen mit den Verschlußstücken.

Der unter Strom stehende Heizofen und die zahlreichen stromdurchflossenen Drahtwindungen des Reglerwiderstandes bewirken in der unmittelbaren Umgebung ein magnetisches Feld, so daß besonders bei Verwendung von Gleichstrom die Gefahr von Falschanzeigen des Millivoltmeters besteht. Bei zu naher Aufstellung des Anzeigeinstrumentes am Ofen und seinen Reglerwiderständen kann die Fehlanzeige bis zu

50° betragen. Das Instrument muß mindestens 1 m vom Ofen und Reglerwiderstand entfernt aufgestellt werden. Da die Temperatur im Innern des Heizrohres nicht gleichmäßig ist, sondern in Richtung der Längsachse gegen die beiden Heizrohrenden hin fällt, würden Fehlaufnahmen entstehen, wenn die Lötstelle des Thermoelementes nicht in unmittelbarer Nähe des Probekörpers stehen würde. Versuche haben gezeigt, daß z. B. die Fehlanzeige bereits etwa 30° C beträgt, wenn der Probekörper nur 5 mm von der Temperaturmeßstelle entfernt ist.

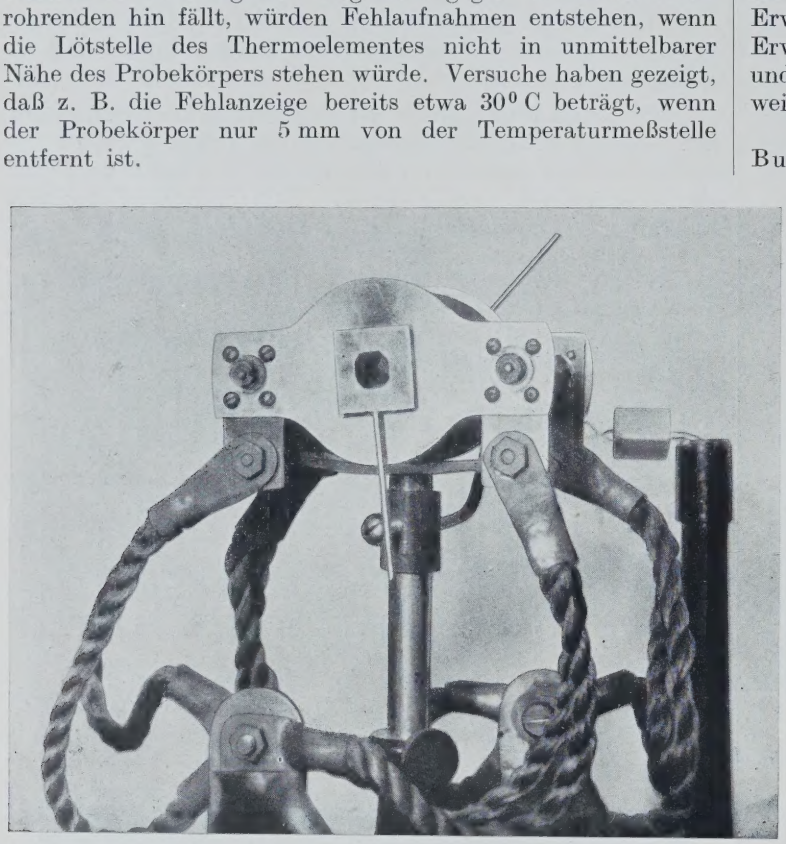


Abb. 7. Elektrischer Ofen mit Verschlußstücken.

Zur Eichung des Aufnahmegerätes wird ein chemisch einheitlicher Probekörper bekannten Schmelzpunktes niedergeschmolzen und die Schmelzkurve aufgenommen. In Abb. 8 ist die Schmelzkurve z. B. des Kupferoxyds, dessen Schmelzpunkt bei 1135° C liegt, wiedergegeben. Sie zeigt gute Übereinstimmung mit dem bekannten Schmelzpunkt.

Die Nachprüfung des mechanischen Ganges des Gerätes geschieht in einfacher Weise dadurch, daß man die Aufnahmeplatte am Lichtspalt vorbeikurbelt und dabei feststellt, ob der Einstellzeiger über jenen Temperaturgraden des Millivoltmeters steht, die der Lichtspalt auf der geätzten Aufnahmeplatte anleuchtet.

Es bestand auch Gelegenheit Vergleichsversuche mit dem Bunte-Baumapparat anzustellen. Für die Vergleichsaufnahmen in den beiden Geräten wurden selbstverständlich vollkommen gleiche Aschen, d. h. Aschen aus den gleichen Veraschungsproben verwendet. Über das Ergebnis der Vergleichsversuche wird in anderem Zusammenhang berichtet werden. Die Betrachtung der gewonnenen Kurven würde nämlich bereits dazu überleiten auf das Ascheverhalten selbst und seine Ursachen einzugehen. Es soll hier aber nur darauf hingewiesen werden, daß aus der bereits vorliegenden großen Zahl der Aufnahmen, wie nach den Untersuchungen Bunte-Baum-Reerink, sich deutlich drei Gruppen in den Aschenerweichungskurven feststellen lassen, die aber etwas anders als in den Untersuchungen Bunte-Baums zu charakteresieren wären. Es wird vorgeschlagen die Kurven einmal nach der Stetigkeit des Kurvenverlaufs, dann nach dem Verhältnis der Größe des Erweichungsintervalls zur Gesamtschmelztemperatur und nach dem Erweichungsgrad zu kennzeichnen.

Die Stetigkeit oder Unstetigkeit des Schmelzkurvenverlaufs läßt Schlüsse zu auf die Aschezusammensetzung und ihre Wandlung, hellt also mehr die chemische Seite des Ascheverhaltens auf, während das Verhältnis der Größe des Erweichungsintervalls zur Gesamtschmelztemperatur und der Erweichungsgrad auf die praktische Eignung schließen lassen und die physikalische Seite des Ascheverhaltens, das Erweichen, deutlich machen.

Nach der Stetigkeit des Kurvenverlaufs unterscheiden Bunte-Baum drei Gruppen von Schmelzkurven (Abb. 9).

Die erste Gruppe (A) enthält die Kurven, die nach geringer Ausdehnung und kurzem Erweichen des Probekörpers durch glatten Abfall einen Schmelzvorgang anzeigen, der als Schmelzpunkt der Asche angesprochen werden kann. Die zweite Gruppe (B) umfaßt Kurven komplizierteren Verlaufs. Die Formänderung des Probekörpers erfolgt langsam über ein längeres Temperaturintervall hin; sie ist in vielen Fällen nicht gleichmäßig, sondern weist Abschnitte rascheren und langsameren Erweichens auf. Die dritte Gruppe (C) bilden die Kurven, die nach teilweisem Erweichen und Zusammensinken des Probekörpers einen deutlichen Knick in der Kurve zu einem horizontalen Verlauf aufweisen, der sich über Temperaturintervalle von mehreren 100° erstrecken kann.

Nach der vorgeschlagenen Kennzeichnung lassen sich unterscheiden:

a) Nach der Stetigkeit.

Gruppe I: Kurven ohne Wendepunkte und Maxima oder Minima bis zum Schmelzabfall. Der Probekörper beginnt bei bestimmter Temperatur zu erweichen und sinkt gleichmäßig, schnell oder langsam zur Schmelze zusammen.

Diese Erweichungskurven kommen den Schmelzkurven chemisch einheitlicher Körper am nächsten. Ein Beispiel für eine solche Erweichungskurve ist in Abb. 10 dargestellt. Kohlen mit solchem Ascheverhalten, werden in der Regel zu keiner Rostverschlackung führen, sofern nur der letzte Schmelzabfall hoch genug liegt. Wie bei anderer Gelegenheit dargetan werden soll, sind dies auch jene Aschen, die auch bei wechselnden Feuerungsbetriebsverhältnissen ihr Verhalten wenig ändern.

Gruppe II: Kurven mit Wendepunkten bis zum Schmelzabfall. Der Probekörper sinkt im Erweichungsintervall ungleichmäßig, also mit mehr oder weniger großen Verzögerungen, zur Schmelze zusammen. Ein Wendepunkt in der Kurve bedeutet ein Anhalten im Erweichungsvorgang, das entweder auf Seigerungsvorgänge oder chemische Umwandlungen von Aschebestandteilen zurückzuführen ist. Abb. 11 zeigt eine Erweichungskurve mit Wendepunkten.

Aschen mit solchem Verhalten können zur Rostverschlackung führen, wenn starke Erweichung frühzeitig eintritt, selbst dann wenn der endgültige Schmelzabfall hoch liegt. Diese Aschen ändern häufig ihr Verhalten nach den Feuerungsbetriebsverhältnissen.

Gruppe III: Kurven mit Wendepunkten und Maxima und Minima. Der Probekörper sinkt nicht nur ungleichmäßig mit einem oder öfteren Anhalten zusammen, sondern zeigt im Erweichungsintervall auch Wiederanwachsen seiner Länge. Das Wiederanwachsen des Probekörpers, das meist im letzten Teil des Erweichungsintervalls zu beobachten ist, hat mit der Längenausdehnung infolge Temperatursteigerung nichts zu tun. Es ist vielmehr ein mehr oder weniger starkes Aufblähen des Probekörpers, das sich oft über einen Bereich von 100° und 200° erstreckt und auf Verdampfungsvorgänge im Probekörper und Entweichen von Gasen zurückzuführen ist.

In Abb. 12 ist ein Beispiel für eine Erweichungskurve
it Wendepunkten und Maxima und Minima gezeigt.

Aschen mit solchem Verhalten treten sehr häufig auf.
e wechseln ebenfalls häufig ihr Verhalten nach dem Feuerungs-
triebsverhältnissen.

b) Nach dem Verhältnis der Größe des Er-
eichungsintervalls zur Gesamtschmelztemperatur.

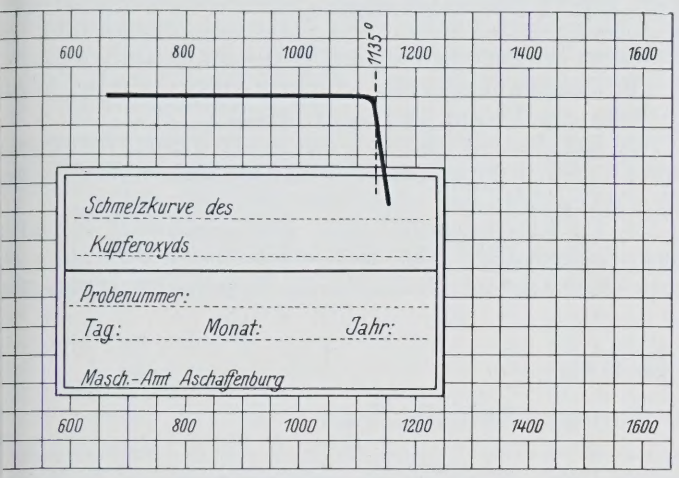



Abb. 8. Schmelzkurve des Kupferoxyds.

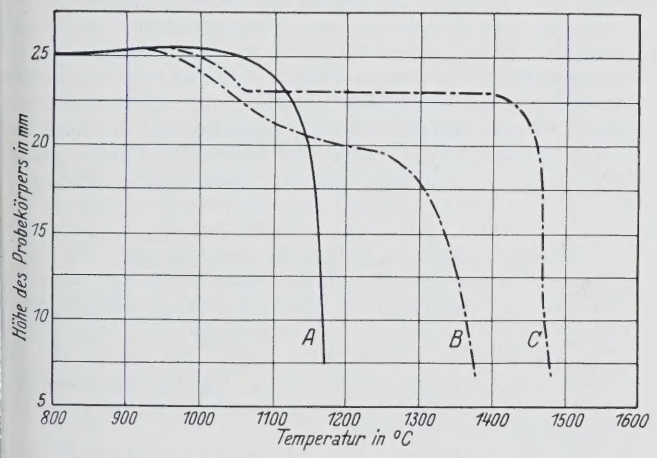



Abb. 9. Kurven nach Bunte-Baum.

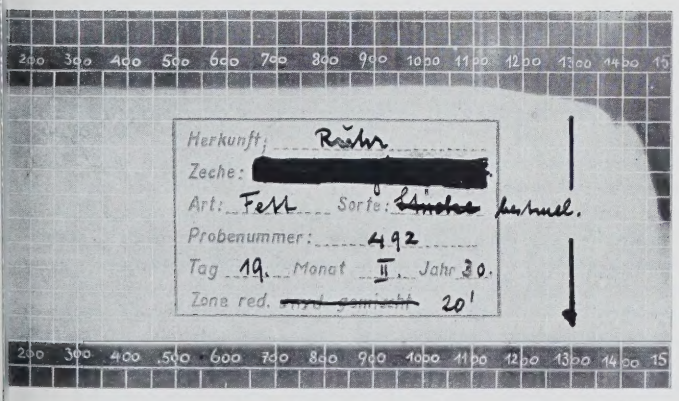



Abb. 10. Erweichungskurve ohne Wendepunkte.

rd die Gesamtschmelztemperatur, also die Temperatur, bei
der Probekörper in die formlose flüssige Schmelze ab-
allen ist mit tg bezeichnet, und die Temperatur, bei der
Probekörper ins Erweichungsintervall eintritt, mit te, so
tet dieses Verhältnis: $\frac{tg - te}{tg}$. Die Zahlenwerte dieses
hältnisses machen den Zusammenhang des endgültigen
Schmelzabfalles mit dem Erweichungsbeginn deutlich und liefern somit einen Bewertungspunkt für das Ascheverhalten.

c) Nach dem Erweichungsgrad. Als Maß für die Größe der im Erweichungsintervall vor dem letzten Schmelzabfall auftretenden Weichheit des Aschenkörpers kann das Maß des Abfalles der Erweichungskurve im Erweichungsintervall dienen. Je steiler die Kurve in das Erweichungs-

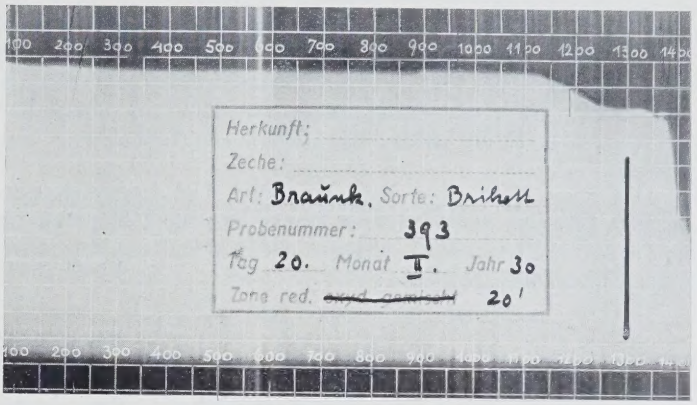



Abb. 11.
Erweichungskurve mit Wendepunkten.

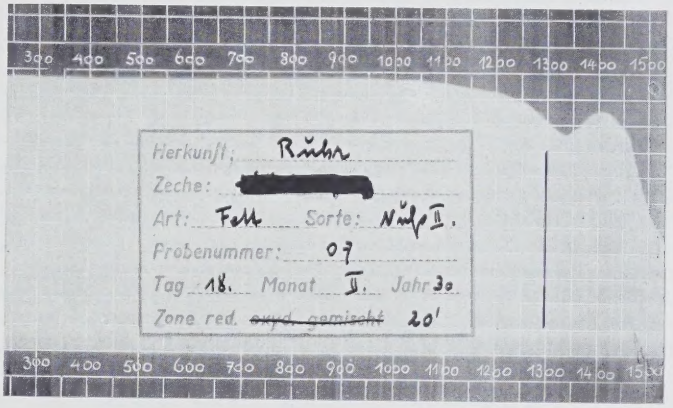



Abb. 12. Erweichungskurve mit Wendepunkten und Maximum und Minimum.

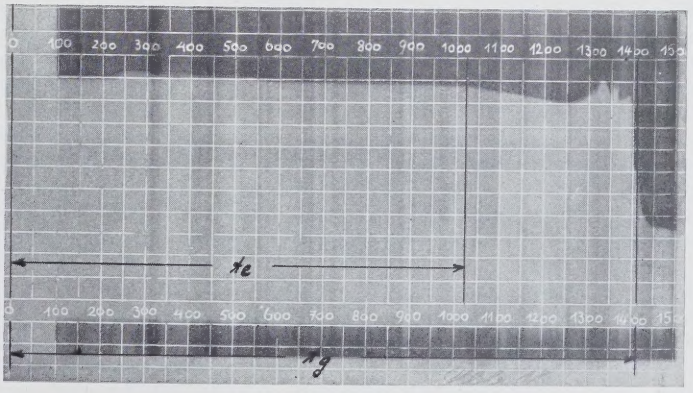



Abb. 13. Ascheschmelzkurve einer Ruhrfettkohle.

intervall abfällt, desto schneller geht die Erweichung des Aschenkörpers vor sich.

Die Erweichungskurve in Abb. 13, die das Verhalten der Asche einer Ruhrfettkohle darstellt, wäre nach diesen Grundsätzen wie folgt zu kennzeichnen:

Der Erweichungsvorgang ist unstetig, weil die Kurve Wendepunkte zeigt. Das Auftreten eines Minimums und

Maximums läßt erkennen, daß die Asche vor dem Zusammenschmelzen stark aufbläht. Das Verhältnis der Größe des Erweichungsintervalls zur Gesamtschmelztemperatur beträgt $\frac{1410^0 - 1020^0}{1410^0}$. Die Erweichung tritt also im Verhältnis zum endgültigen Zusammenschmelzen früh ein. Der Abfall der Kurve in das Erweichungsintervall ist mäßig steil, das Erweichen geht also mäßig schnell vor sich.

Es soll einer weiteren Veröffentlichung vorbehalten sein die Ergebnisse einer planmäßig durchgeführten Untersuchung des Ascheverhaltens mit angeschlossenen Betriebsversuchen, insbesondere nach der Seite des Ascheverhaltens nach dem Verbrennungsverlauf, also den Betriebsverhältnissen darzustellen.

Das neue Gerät zur Aufnahme der Aschenerweichungsvorgänge hat sich nach längerer Erprobung für Untersuchung des Ascheverhaltens wohl geeignet gezeigt und die folgenden Eigenschaften nachgewiesen:

1. Die objektive Beobachtung läßt sich mit der su-jektiven verbinden. Die Veränderungen des Probekörpers mit der Temperatur werden auf dem lichtempfindlichen Mß-streifen selbsttätig dargestellt, oder können durch die Ma-scheibe auf durchsichtigem Ordinatenpapier von Hand e-getragen werden. Daneben können die Veränderungen des Probekörpers wegen der starken Vergrößerung bequem mit dm Auge beobachtet und die Sinter-, Bläh- und Schmelzvorgän-deutlich verfolgt werden. Die Form des Probekörpers kan bei jeder Temperatur im Lichtbild aufgenommen werden.

2. Aufzeichnungsfehler durch mögliche Fehler in den Übertragungsgliedern bleiben vermieden.

3. Der Aschenbedarf, der Zeitbedarf und der Strombedarf sind für die Kurvenaufnahmen wegen der kleinen Abmessungen des Probekörpers und damit des Ofens sehr gering.

4. Im Erhitzungsofen kann jede gewünschte Ofenatmosphäre eingestellt werden, weil er geschlossen oder offen oder unter einem Gasstrom (z. B. $CO_2$, $O_2$, $N_2$) gehalten werden kann.

# Berichte.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Schweißen von Stahlbauten.

Das Schweißen von Stahlbauten insbesondere mit Hilfe der elektrischen Schweißung hat sich wegen der mit diesem neuen Verfahren verbundenen Vorteile nunmehr in aller Welt Eingang verschafft. Über diese Vorteile berichtet ein Aufsatz im „Stahlbau" 1930, Heft 11 und nennt insbesondere die Gewichtsersparnisse gegenüber der Nietung, die nicht nur aus dem Wegfall der Knotenbleche und Nietköpfe erwachsen, sondern auch aus der Verminderung der Überlappungen und aus den wegen des Fortfalles der Nietschwächung entsprechend leichter gehaltenen Stabquerschnitten. Diese Gewichtsersparnis beträgt im Mittel 18 v. H. Eine Kostenersparnis ist bisher wegen der Neuartigkeit und Seltenheit der Arbeit noch nicht erzielt worden, doch werden natürlich infolge des geringeren Eisengewichtes wenigstens die Fundamente leichter. Als weitere Vorteile sind angeführt die größere Starrheit und damit die geringere Durchbiegung geschweißter Bauwerke, die einfachere Unterhaltung durch die glatten Stabformen, die Geräuschlosigkeit der Bauarbeiten in bewohnten Gegenden, die in Amerika Anlaß gegeben hat, das Schweißen bei Stahlbauten an solchen Stellen vorzuschreiben, wo durch den Lärm der Nietung erhebliche Störungen zu befürchten sind. Außerdem sind genannt die Freiheit der Profilgebung, z. B. bei durchlaufenden und sich kreuzenden Deckenträgern, die Unabhängigkeit von der Werkstattarbeit, weil die Stabeisen unmittelbar vom Walzwerk richtig abgelängt und nötigenfalls mit dem Schneidbrenner nachgearbeitet zur Verwendung kommen, und endlich die Möglichkeit der Verwendung von Rohren und ähnlichen Querschnitten.

Dieser jüngsten Entwicklung des Stahlbaues tragen bereits verschiedene Staaten Rechnung. Kürzlich haben Deutschland und die Vereinigten Staaten von Nordamerika Entwürfe für Richtlinien zur Schweißung von Stahlbauten veröffentlicht und innerhalb der Fachwelt zur Diskussion gestellt. Sie sind im „Stahlbau" 1930, Heft 9 und 10 wiedergegeben. Während der deutsche Entwurf die neue Herstellungsweise hauptsächlich mit den bisherigen Bestimmungen der Din zu verknüpfen sucht und einen knappen Rahmen baupolizeilicher Anforderungen geben will, ist der amerikanische Entwurf etwas reichlicher gehalten und sucht durch mehrfach eingefügte Ratschläge für den ausführenden Ingenieur die Güte der Arbeit sicherzustellen. Die technischen Einzelheiten sind ziemlich gleich. Behandelt sind die Werkstoffe, die Geräte, das Schweißverfahren, die Berechnung der Spannungen und die zulässige Beanspruchung. Die Eigenarten der Konstruktionsweise, die Schweißerprüfungen, die Güteprüfungen, das Brennschneiden, die Aufstellung und die Abnahme.

Über Versuche über das Zusammenwirken von Nietung und Schweißung, das häufig bei Verstärkungen von bestehenden Brücken von Bedeutung ist, ist im Heft 13 des Stahlbau berichtet. Die Versuche, die an der Technischen Hochschule Darmstadt durchgeführt wurden, zeigen, daß auch das alte Schweißeisen mit bestem Erfolg schweißbar ist, wenn die geeigneten Maßnahmen getroffen und besondere Schweißdrähte verwendet werden. Sie haben aber auch ergeben, daß wegen der verschiedenen Dehnungen die Tragkraft der Niete und der Schweißnähte nicht einfach zusammengezählt werden darf, sondern daß die zulässige Beanspruchung der Niete zweckmäßig mit 850 kg/cm² anzunehmen ist, während die zulässige Beanspruchung der Schweißnähte mit 750 kg/cm² wie in den Richtlinien angenommen werden kann.

Auch in der Praxis wurde das Schweißverfahren teils an Hochbauten, teils an Brücken erprobt. Über die erste geschweißte Brücke der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, über die vor einiger Zeit an dieser Stelle kurz berichtet wurde, ist nunmehr in der „Bautechnik", Heft 22 ein Aufsatz erschienen. Es handelt sich um eine 10 m weit gestützte Blechträgerbrücke mit versenkter Fahrbahn, die ausschließlich im Schweißverfahren hergestellt ist. Als zulässige Beanspruchung der Schweißnähte ist hier 800 kg/cm² zugrunde gelegt. Die Dicke der Nähte ist gleich der des schwächeren der zu verbindenden Teile. Die Brücke wurde ganz in der Werkstatt verschweißt; die Kosten blieben dabei so hoch wie bei einer genieteten Brücke.

Es wurden zwei Sorten von Schweißdraht verwendet, nämlich ein Normaldraht nach Reichsbahnvorschrift und ein Sonderdraht der Gutehoffnungshütte. Die Anschlüsse erfolgten zum Teil mit Hilfe von Knotenblechen. Der Baustoff der Brücke (St 37) wurde den üblichen Güteprüfungen unterworfen, ebenso die Schweißnähte, die in der Querrichtung eine Zugfestigkeit von 3750 kg/cm² bei 9,25 % Dehnung und in der Längsrichtung von 4610 kg/cm² bei 4 % Dehnung aufwiesen. Die Dauerfestigkeit ergab sich an einer Probe der Längsrichtung zu 24 % der Zugfestigkeit. Vor Inbetriebnahme erfolgte eine Röntgenuntersuchung der Brücke, die zur vollen Zufriedenheit ausfiel. Darauf wurde die statische Belastungsprobe vorgenommen, wobei die Durchbiegung 7 % hinter der errechneten zurückblieb. Die Spannungen entsprachen den theoretischen Werten. Nun folgte dynamische Versuche mit der Erschütterungsmaschine und mit schnellfahrenden Lokomotiven, die ebenfalls keine bleibenden Formänderungen hervorriefen. Endlich wurde nochmals eine Röntgenuntersuchung vorgenommen, die zeigte, daß keine Fehlstellen oder Lockerungen aufgetreten waren. Die Brücke soll nun in eine Hauptbahnstrecke eingebaut werden. Zu weiteren Brückenschweißungen wird die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft aber erst übergehen, wenn ein von ihr ins Leben gerufener Ausschuß Richtlinien für die Schweißung von Brücken aufgestellt haben wird. Sp.

### Schienenschmierung.

Die Paris-Orléans Eisenbahngesellschaft hat in ihren Gebirgsstrecken zahlreiche Kurven kleinen Halbmessers liegen. Den

näß ist eine sehr starke Abnutzung der Radreifen von Lokotiven und Wagen und auch der Schienen in den Kurven zu bachten. Wegen der hohen Instandsetzungskosten ist man seit gem bemüht die Abnutzung durch Radreifenschmierung zu ringern. Die Bemühungen gingen zunächst dahin, Vorrichtungen n Schmieren der Spurkränze zu finden. Trotz gut durchgeteter Apparate blieb der Verbrauch an Radreifen und Schienen r fast gleich hoch. Der Grund wurde nach eingehenden Beobtungen darin gefunden, daß das Schmiermittel schon nach nigen Umdrehungen des in die Kurve eingefahrenen Rades wegen hohen Anpreßdruckes zwischen Spurkranz und Schiene herausdrückt und damit unwirksam wurde. Versuche, den Spurkranz jeder Umdrehung zu schmieren, führten zu unwirtschaftlich ßem Schmiermittelverbrauch.

Die Paris-Orléans Eisenbahngesellschaft verließ deshalb Methode der Spurkranzschmierung und ging zur Schienenmierung über. Sie bedient sich dazu eines Apparates, der auf n Bisselgestell der Lokomotive sitzt. Der Schmierapparat teht aus einem Ölbehälter, einem Zerstäuber und einem Dreigehahn. In Zerstäuber wird das Öl mit Druckluft, die vom tbehälter der Lokomotive geliefert wird, fein verteilt und mit t gemischt. Der Ölnebel wird dann über den Dreiwegehahn ch ein Rohr entweder auf die rechte oder die linke Schiene täubt. Der Dreiwegehahn wird selbsttätig durch den Stellungshsel des in die Rechts- oder Linkskurve einfahrenden Bisselells gesteuert. In der Fahrt auf der geraden Strecke bleibt der n geschlossen.

Der Erfolg der Schienenschmierung besteht darin, daß die rkranzabnutzung um etwa 90 v. H. geringer geworden ist. Während früher nach einer Laufleistung von 20000 km lwechsel vorgenommen werden mußte, sind heute die Spurze nach der üblichen Gesamtleistung der Lokomotive von 00 km noch nicht auf das zulässige Maß abgenützt. Der Ölbrauch beträgt für einen Schmierapparat etwa 3 kg auf 100 km ienenlänge. Es brauchen nicht alle Lokomotiven mit der Vortung ausgerüstet zu werden, weil das Öl länger auf den Schienen en bleibt. Es genügt, wenn jede achte Lokomotive ausistet ist. Eb.

## Kautschuk als Schienenunterlage.

Während bisher als elastische Zwischenlage zwischen Schiene Schwelle nur Plättchen aus Pappelholz, Filz, Leder, Kork Gewebe verwendet wurden, hat man neuerdings versucht schenlagen aus Kautschuk herzustellen. Als besonderer Vor wird gerühmt, daß die neuen Zwischenlagen unempfindlich n Nässe sind und ihre größere bleibende Elastizität sowie ihre e Haltbarkeit.

Bei den ersten Versuchen in Malakka (Hinterindien) wurden tvulkanisierte Kautschukplatten verwendet. Diese Versuche gen zunächst fehl. Daraufhin nahm die Rubber Growers ciation die systematische Erforschung der Frage in die Hand ließ zu diesem Zwecke im Laboratorium für Baustoffprüfung Technischen Hochschule in Delft Versuche mit verschieden en vulkanisierten Platten anstellen.

Die Versuche haben ergeben, daß eine Stärke von 4 bis 6 mm ständig genügt, ferner, daß eine bleibende Formänderung der chenlagen bei den in Frage stehenden Pressungen nicht ein, so daß ein Nachziehen der Befestigungsmittel nicht mehr endig sein dürfte. Zu den Versuchen wurden auch künstlich erte Platten verwendet, ohne daß die Ergebnisse wesentlich rs ausfielen. Auch Versuche über den Einfluß von Teeröl die obengenannten günstigen Eigenschaften fielen durchaus edigend aus.

Als günstigste Härte wurde 60 bis 70 „Shore"-Einheiten ttelt.

Mit solchen Gummizwischenlagen sind praktische Versuche ederländisch Indien, Holland und England angestellt worden. die Versuchsstrecke in Holland, die vor etwa zehn Monaten gt wurde, urteilt Oberingenieur Maas Geesteranus der erländischen Eisenbahnverwaltung durchaus günstig. Insdere sei ein festes Ansaugen der Plättchen zu beobachten damit ein Schutz gegen das Eindringen von Feuchtigkeit das Wandern der Schiene erzielt. Sp.

## Eigenschaften der Eisenbahnschienen bei hohen Kältegraden.

In Rußland spielt die Einwirkung der Kälte auf Schienen eine wichtigere Rolle als bei uns. Man hat gefunden, daß sich bei starker Kälte die Festigkeitseigenschaften der Schienen verschlechtern und daß darauf die Vermehrung der Schienenbrüche bei Kälte zurückzuführen ist. Vor allem ist es die Kerbzähigkeit, die schon bei mäßigen Kältegraden eine große Abminderung erfährt. Von der metallographischen Versuchsanstalt des Dnjeprowskiwerkes Dzerschinski werden einige Zahlen über Kerbzähigkeitsversuche bei verschiedenen Temperaturen für harte und weiche Schienen mitgeteilt, die allgemeine Beachtung verdienen.

Kerbzähigkeit in mkg/cm².

| | Versuchstemperatur | Versuch 1 | 2 | 3 | Mittel |
|---|---|---|---|---|---|
| Weiche Schienen C — 0,35 | + 20° | 5,62 | 5,68 | 5,48 | 5,59 |
| | 0° | 4,82 | 4,45 | 5,51 | 4,92 |
| | — 20° | 4,02 | 4,37 | 1,86 | 3,41 |
| Harte Schienen C — 0,40 | + 20° | 2,31 | 2,50 | 3,80 | 3,10 |
| | 0° | 1,58 | 2,46 | 1,33 | 1,79 |
| | — 20° | 0,96 | 1,18 | 0,94 | 1,03 |

Auch Stumper weist in Stahl und Eisen 1929, Heft 6, darauf hin, daß die Kerbzähigkeit der Eisenbahnschienen mit der Prüftemperatur erheblich abnimmt, und zwar schon in dem für uns praktisch in Betracht kommenden Temperaturbereich zwischen + 25° und — 10°. Dr. S.

## Amerikanische Untersuchungen an eutektoidem Schienenstahl.

In den Jahren 1925 bis 1928 wurden von C. V. Greene (Carpenter Steel Co. Reading Pa) Untersuchungen an eutektoiden Stahlschienen angestellt, die in der Hauptsache der Beziehung zwischen dem Kleingefüge und den mechanischen Eigenschaften dienen sollten. Um einen möglichst genauen Vergleich zu erhalten, wurden 130 pounds-(59 kg/m) R. E. section-Schienen verwendet und an diesen auch nur die Schienenköpfe für die Untersuchungen in bezug auf Kleingefüge, Brinellhärte und Zerreißproben verwendet. Die chemische Analyse der untersuchten Schienen ergab Kohlenstoffgehalte zwischen 0,835 und 0,865%, Mangangehalte zwischen 0,70 und 0,81%, Silizium zwischen 0,16 und 0,27%, Phosphor zwischen 0,02 und 0,039%, und Schwefel zwischen 0,025 und 0,045%.

Bei den Versuchen wurde bei der Bestimmung des wahren Abstandes der Perlitlamellen die Erkenntnisse der Untersuchungen von Belaiew (Journal Iron and Steel Institut, 1922, No. 1, Vol. CV, S. 201 bis 227) verwendet, der den verschieden großen Abstand der Perlitlamellen im gleichen Probestück auf die verschiedenen Winkel zurückführt, mit denen diese Lamellen bei der Untersuchung geschnitten worden sind. Die Untersuchungen von Greene verwenden nun den geringsten Wert der gefundenen Abstände der einzelnen Lamellen als wahre Abstände $\Delta_0$. Eine gröbere oder feinere Ausbildung der Lamellen ließ sich auf die Walz-Endtemperatur, mit der die Schienen das Walzwerk verließen und auf die Abkühlungsgeschwindigkeit, mit der die Schienen den $A_{r1}$-Punkt durchliefen, zurückzuführen. Weiterhin ergab sich aus dem Vergleich der Brinelhärtezahlen $H_n$-(3000/10/30) mit dem wahren Abstand $\Delta_0$, daß zwischen beiden die Beziehung besteht:

$$H_n \cdot \Delta_0 = 79{,}59$$

wobei $\Delta_0$ in 1/1000 mm gemessen wird.

Da die Brinellhärte bekanntermaßen auch mit der Festigkeit in Zusammenhang steht, so läßt sich auch zwischen dieser und dem wahren Abstand der Perlitlamellen eine Formel aufstellen. Sie gilt jedoch nur für eutektoide Stähle.

Eine Beziehung zwischen der Größe der Perlitkörner und der Brinellhärte ließ sich nicht aufstellen. Ein Hinweis in der sich anschließenden Diskussion, ob zwischen Brinellhärte und demgemäß auch zwischen dem Abstand der Lamellen (bei eutektoiden Stählen) und dem Verschleiß der Schienen eine Beziehung bestehe, wurde in negativem Sinne beantwortet. Fink.

(Transactions of the American Society for Steel Treating, Vol. XVI, No. 1, Juli 1929.)

# Werkstätten; Stoffwesen.

## Die Nickelstähle Amerikas.

In einem Sonderdruck der Schriftenreihe des Nickel-informationsbüros in Frankfurt a. M. werden die Nickelstähle Amerikas eingehend besprochen. Die Verwendung legierter Stähle ist in Amerika ganz besonders verbreitet, wobei Nickel und Nickelchrom als Legierungsbestandteile eine große Rolle spielen. Durch die wesentlich verbesserten mechanischen Eigenschaften insbesondere bei verschiedenen Temperaturen, gelingt es bei gleicher oder auch größerer Sicherheit leichtere Konstruktionen herzustellen, so daß Nickelstahl namentlich im Flugzeug- und Automobilbau ausgedehnte Verwendung findet. Die verschiedenen Nickel- und Chrom-Nickelstähle hierfür sind von der S. A. E. (Society of Automotive Engineers) der Zusammensetzung nach genormt und mit Ziffern bezeichnet, ohne daß jedoch hierbei mechanische Gütewerte angegeben sind. Das Normenbuch der A. S. E. gibt zwar Mittelwerte der mechanischen Eigenschaften an, die jedoch für Abnahmezwecke nicht verwendet werden dürfen.

Auch im Lokomotivbau wird seit neuester Zeit in steigendem Maße Nickelstahl als Werkstoff verwendet. Schon vor ungefähr 25 bis 30 Jahren waren Kesselbleche aus Nickelstahl hergestellt worden. Da jedoch damals die Anforderungen noch nicht so hoch waren, hat die Verwendung von Nickelstahl keine weitere Verbreitung gefunden. Die Baldwinwerke hatten im Jahre 1904 eine C-Lokomotive mit Schlepptender gebaut, von der Kesselbleche, Feuerbüchse und andere Teile aus Nickelstahl hergestellt waren. Die Kessel des Kreuzers „Chicago", der heute nach 30 Jahren noch Dienst tut, sind ebenfalls aus Nickelstahl hergestellt.

Erst im Jahre 1921 wieder hat die Canadian National Railway 3 %igen Nickelstahl für Feuerbüchsen verwendet u hat in drei weiteren Lieferungen die Feuerbüchsen aus gleich Werkstoff herstellen lassen. Seit 1927 führt die Gesellsch Versuche an Kesseln mit Nickelstahl-Heizrohren durch, die s durch höhere Korrisionsbeständigkeit gegenüber den gewö lichen Heizrohren auszeichnen.

Im Jahre 1926 hat nun die Canadian Pacific Ry in größe Maße die Verwendung von Nickelstahl als Baustoff für Loko tiven vorgeschrieben. An 24 2 C 1- und 20 1 D 1-Lokomoti konnte ohne Vergrößerung der sonst üblichen Kesselblechstärk der Kesseldruck von 14 auf 17,5, also um 25 % gesteigert werd Die Feuerbüchsen wurden zunächst nicht aus Nickelstahl h gestellt, vielmehr will man hier die Ergebnisse der Canad National Railway abwarten. Dagegen sind sämtliche St bolzen, Achsen, Schubstangen und Kolbenstangen aus 3 %ig Nickelstahl, bei 22 Lokomotiven ist der Barrenrahmen aus Nick stahlguß.

Bemerkenswert ist, daß auch die 1928 von den Ameri Locomotive-Werken gebaute 1 D-Hochdrucklokomotive für Delaware-Hudson Bahn einen Nickelstahlkessel besitzt.

Das Walzen der Nickelstahlbleche erfordert besond Sorgfalt, um das Einwalzen von Oxydschichten, die viel fes auf der Oberfläche haften als bei gewöhnlichem Stahl, zu v meiden. Zur Entfernung dieser Schichten werden während Walzens Reinigungssalze auf die Oberfläche gestreut, die natürl immer nur der Oberseite zu gut kommen. Die 22 mm starken Bleche werden nach dem Walzen ungefähr acht Stunden lang Sand langsam abgekühlt. Bei Schmiedestücken aus Nickelstah wird nach einem langsamen Abkühlen ohne weiteres die Weit verarbeitung aufgenommen. Fk

# Buchbesprechungen.

**Dr. Ing. O. Kommerell, Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung geschweißter Eisenbahnbrücken.** Berlin 1930, W. Ernst u. Sohn, geh. 1,30 *RM*, 17 Textseiten mit zahlreichen Abbildungen.

Nach einem allgemeinen Kapitel bespricht der Verfasser die Schweißnahtanordnungen und ihre Darstellung auf den Konstruktionszeichnungen und gibt Regeln für die Entwurfsbearbeitung. Dann behandelt er in je einem Kapitel die Berechnungsweise der Schweißnähte und die zulässigen Beanspruchungen. An neun Beispielen ist in anschaulicher Weise die praktische Anwendung der Berechnungsweise gezeigt. An diese Beispiele schließt sich noch ein Kapitel über Grundsätze für die bauliche Durchbildung, ein weiteres über die Ausführung an der Baustelle und schließlich eines über die Bauaufsicht und Abnahme.

Mit dem Aufsatz ist die, wie der Verfasser schreibt, bisher mehr handwerksmäßig behandelte Schweißung von Stahlbauten auf eine wissenschaftliche Berechnungsgrundlage gestellt. Daß dies ein allgemein empfundenes Bedürfnis war, zeigen die mehrfachen Ansätze hierzu, die sich im Schrifttum der Stahlbauschweißung eingestreut finden. Das Heft ist deshalb eine willkommene Ergänzung für die Konstruktionslehre des Brückenbaues und kann als solche sowohl den Ingenieuren der Praxis als auch der in der Ausbildung stehenden Ingenieurgeneration nur wärmstens empfohlen werden. Sp.

**Zur Frage der Bewertung von Holz- und Eisenschwellen** von Reichsbahnrat Dr. Ing. A. Diehl. Berlin 1930, VDI-Verlag G. m. b. H. DIN A 5, IV/58 Seiten mit 9 Abbildungen und 15 Zahlentafeln. Broschiert 3,50 *RM* (VDI-Mitglieder 3,15 *RM*).

Die vorliegende Arbeit will Klarheit über die Bewertung der Eisenschwelle gegenüber der Holzschwelle schaffen. Als wichtigster Vergleichsfaktor wird dabei ihre Lebensdauer herangezogen. Die Grundlage für das Werk geben die in großem Umfang mit einer zweckmäßig konstruierten Eisenschwelle gemachten Erfahrungen. Diese werden ausgewertet und den mit Holzschwellen gemachten Erfahrungen gegenübergestellt.

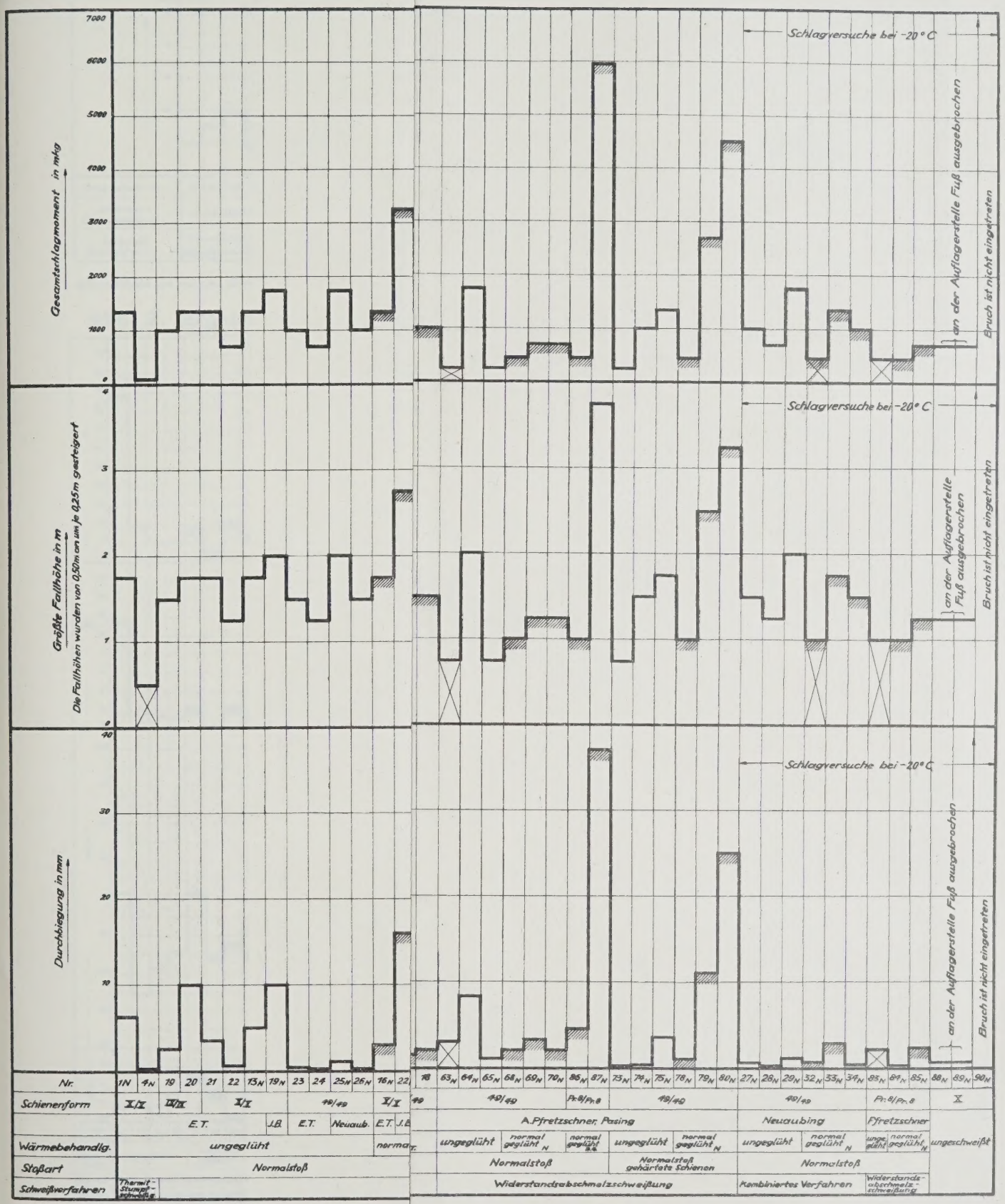
**Strassner, Berechnung statisch unbestimmter Systeme.** I. Ba zweite Auflage. Verlag von W. Ernst & Sohn, Berlin.

Der vorliegende erste Teil behandelt den fest und e elastisch eingespannten Balken und den durchlaufenden Trä in leicht faßlicher Form unter Zugrundelegung des Mohrsch Satzes von den aus den Momentenflächen abgeleiteten For änderungen und des Ritterschen Verfahrens mit Hilfe der Fe punkte. Die klare und ausführliche Behandlung der Aufga dürfte die fehlerfreie Anwendung der vorgeführten Verfah auch dem Anfänger ermöglichen und selbst dem geübten Statik manche schätzenswerte Anregung bieten, so daß das Werkch zur Anschaffung empfohlen werden kann. Karig.

**Rechenformeln von Prof. Dr. Ing. A. Kleinlogel,** 6. vollkomm neu bearbeitete und wesentlich erweiterte Auflage. Berlin 19 Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn.

Die umfassende Verwendung biegungssteifer Stabzüge Stahl- und Eisenbetonbau hat die bekannte Sammlung der Ergebnisse aus der statischen Untersuchung derartiger Tragwe zu einem willkommenen, zuverlässigen und arbeitsparenden Hil mittel gemacht, das jedem Konstrukteur bekannt und in jed Büro geschätzt ist. Die neue Auflage ist in mancher Beziehu erweitert und verbessert worden. Dies gilt teils der Baufor teils den Belastungsfällen. In umfangreichem Maße sind auch Einflußlinien für überzählige Größen und Schnittkräfte behand worden, so daß oft die statische Berechnung auch für veränderli Belastungen wesentlich abgekürzt werden kann. Die Verwendu der Sammlung ist klar und übersichtlich durch zusammenfassen Angaben über die Bezeichnungen, Vorzeichenregeln und Vora setzungen der Gültigkeit vorbereitet und durch ausführliche Zahl beispiele erläutert worden. Das Satzbild ist für die schnelle u sichere Anwendung vorbildlich, der Überblick wird durch za reiche ausgezeichnete Abbildungen erleichtert. Der Verfas kann daher mit Sicherheit darauf rechnen, daß die Sammlung si zu den vielen alten Freunden bald neue erwerben wird. Sie wi der Fachwelt bestens empfohlen. Dr. Beyer.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.




| Nr. | 1N | 4N | 19 | 20 | 21 | 22 | 13N | 19N | 23 | 24 | 25N | 26N | 16N | 22 | 18 | 63N | 64N | 65N | 68N | 69N | 70N | 85N | 87N | 73N | 74N | 75N | 78N | 79N | 80N | 27N | 28N | 29N | 32N | 33N | 34N | 93N | 69N | 85N | 88N | 89N | 90N |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Schienenform | X/I | | IX/II | | X/I | | | | 49/49 | | | | X/I | | 49 | 49/49 | | | | | | Pr.8/Pr.8 | | 49/49 | | | | | | 49/49 | | | | | | Pr.8/Pr.8 | | | | X |
| | E.T. | | | | | | | J.B. | E.T. | | Neuaub. | | E.T. | J.B. | A. Pfretzschner, Pasing | | | | | | | | | | | | | | | Neuaubing | | | | | | Pfretzschner | | | | | |
| Wärmebehandlg. | ungeglüht | | | | | | | | | | | | normal | | T. | ungeglüht | | normal geglüht N | | normal geglüht | | | ungeglüht | | normal geglüht N | | | | ungeglüht | | normal geglüht N | | | | unge-glüht | normal geglüht N | | | | ungeschweißt |
| Stoßart | Normalstoß | | | | | | | | | | | | | | | Normalstoß | | | | | | | | Normalstoß gehärtete Schienen | | | | | | Normalstoß | | | | | | | | | | | |
| Schweißverfahren | Thermit-Stumpf-schweißg. | | | | | | | | | | | | | | | Widerstandsabschmelzschweißung | | | | | | | | | | | | | | Kombiniertes Verfahren | | | | | | Widerstands-abschmelz-schweißung | | | | | |

//////// = normal

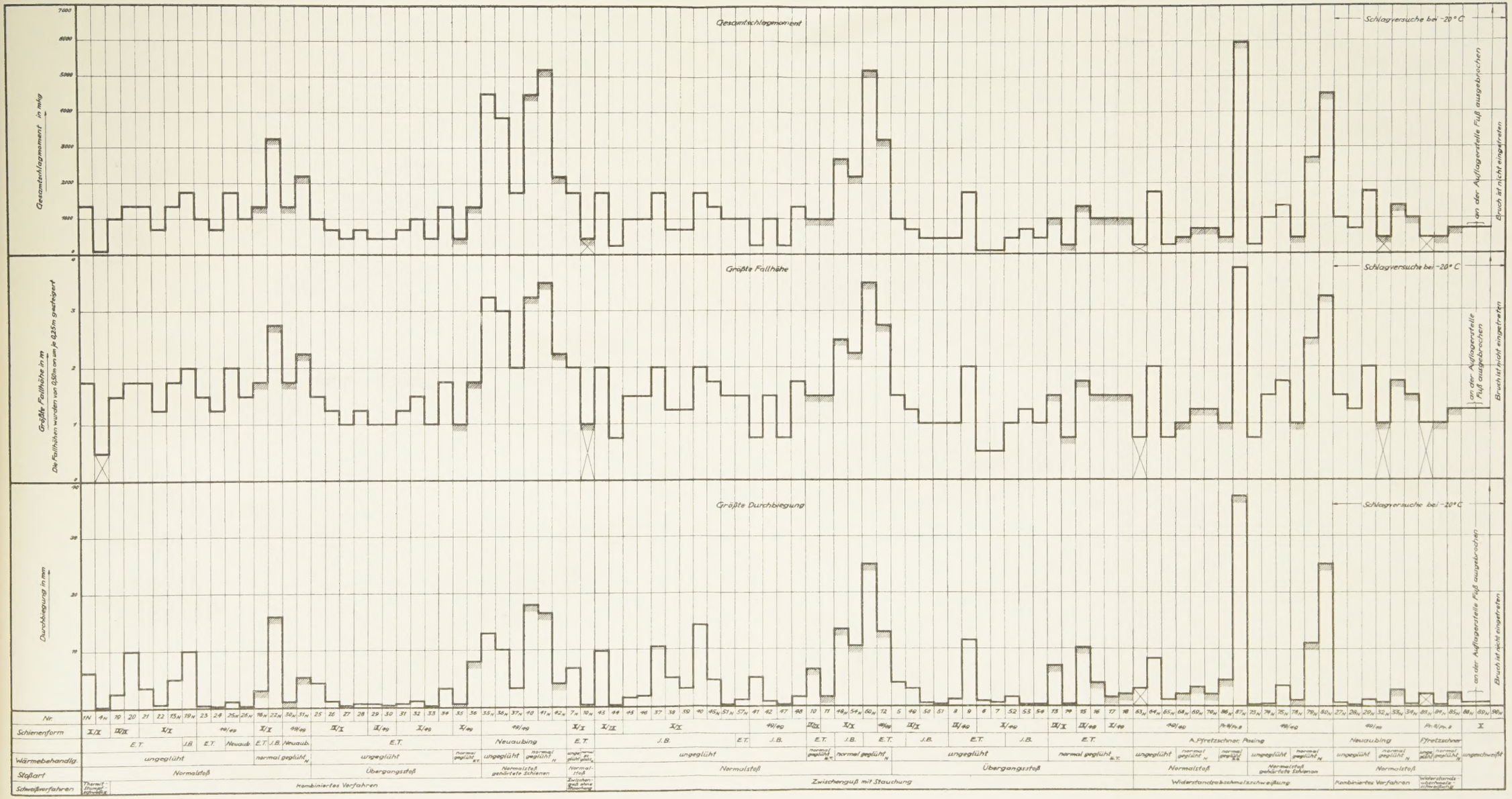
Die Schlagversuche wurden in der Max-Hütte in Rosenberg vorgenommen.

Verlag Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Zum Aufsatz: Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung.

## Schlagproben mit geschweißten Schienen.




= normal geglüht

= wegen Bruch der Schiene außerhalb der Schweißstelle oder wegen schlechter Schweißung für die Beurteilung nicht verwendbar

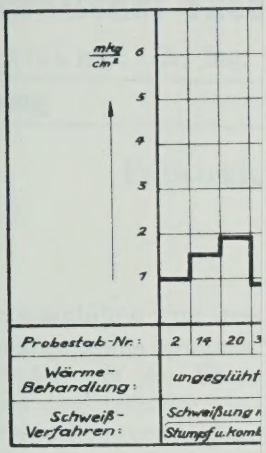
Auflagerentfernung = 1 m.
Bärgewicht = 200 kg.

Die Schlagversuche wurden in der Max-Hütte in Rosenberg vorgenommen.

Verlag Julius Springer, Berlin.

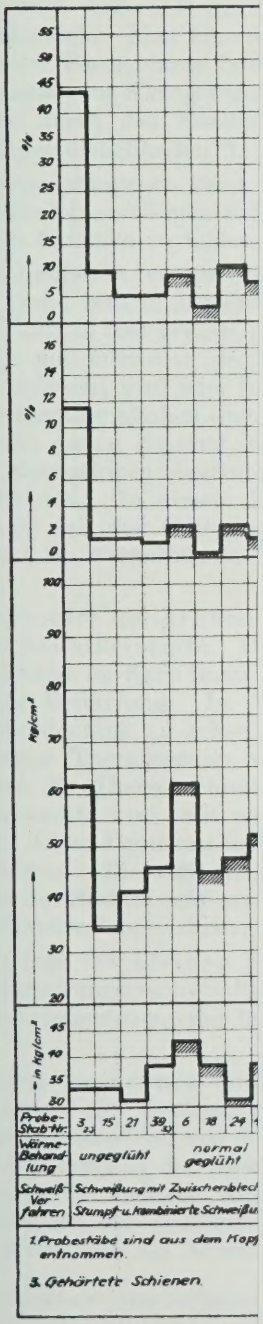
Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

**Abb. 1. Ergebn**



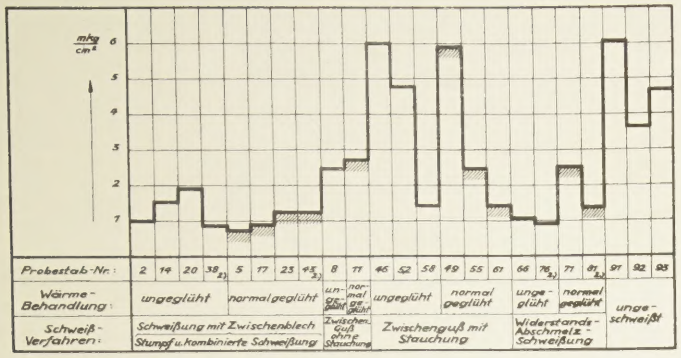

1) Probestäbe sind aus dem Schi

**Abb. 2. Ergebn**



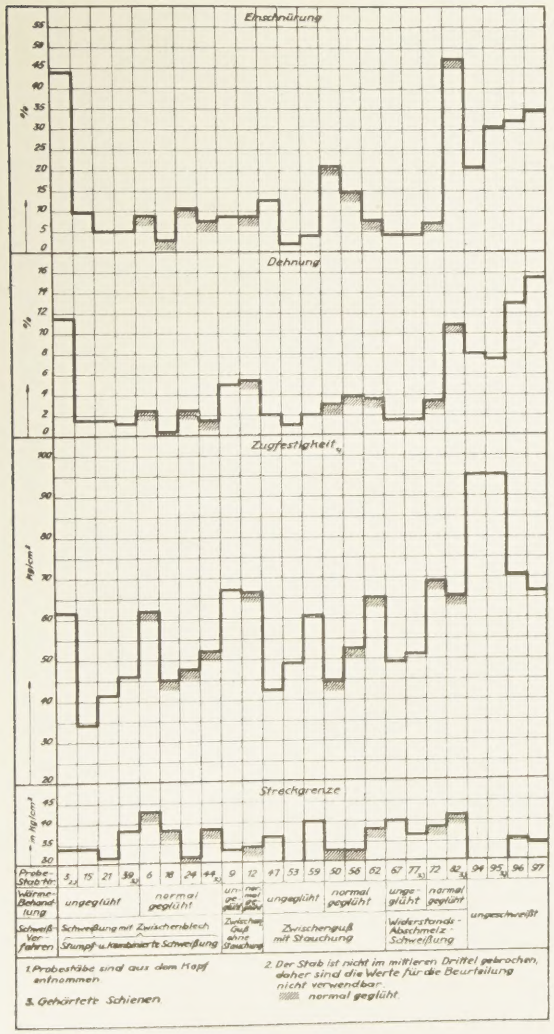

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

## Abb. 1. Ergebnis aus dem Kerbschlagbiegeversuch.



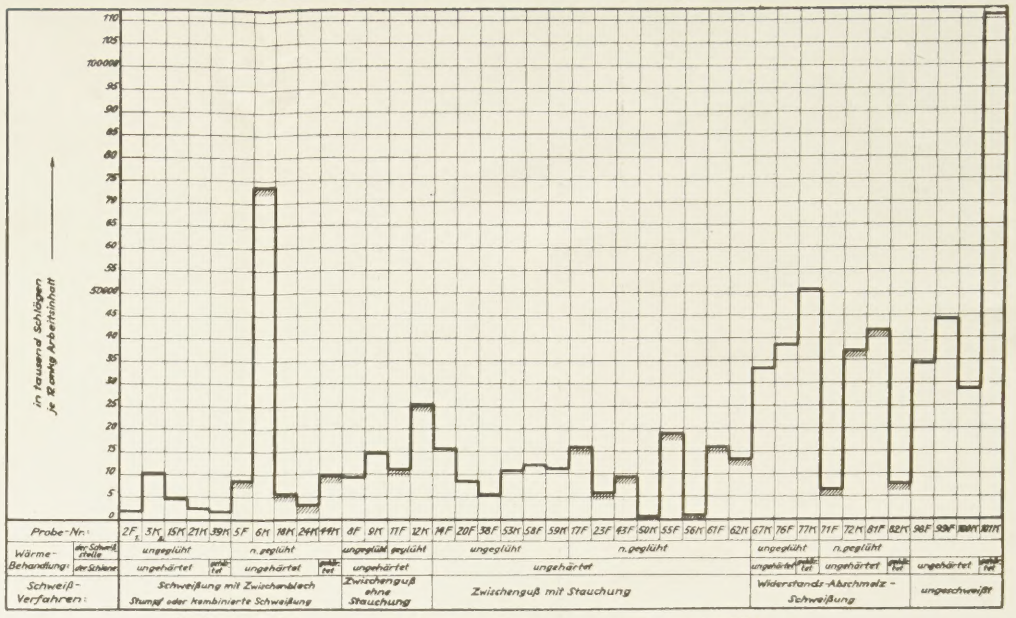

1) Probestäbe sind aus dem Schienenkopf entnommen 2) Gehärtete Schienen ▨ normal geglüht

## Abb. 2. Ergebnis aus dem Zerreißversuch.



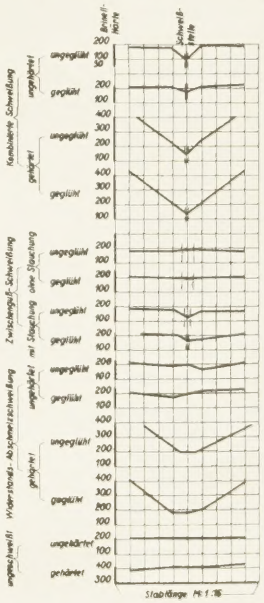

1. Probestäbe sind aus dem Kopf entnommen
2. Der Stab ist nicht im mittleren Drittel gebrochen, daher sind die Werte für die Beurteilung nicht verwendbar.
3. Gehärtete Schienen ▨ normal geglüht

## Abb. 3. Ergebnis aus dem Dauerschlagversuch.



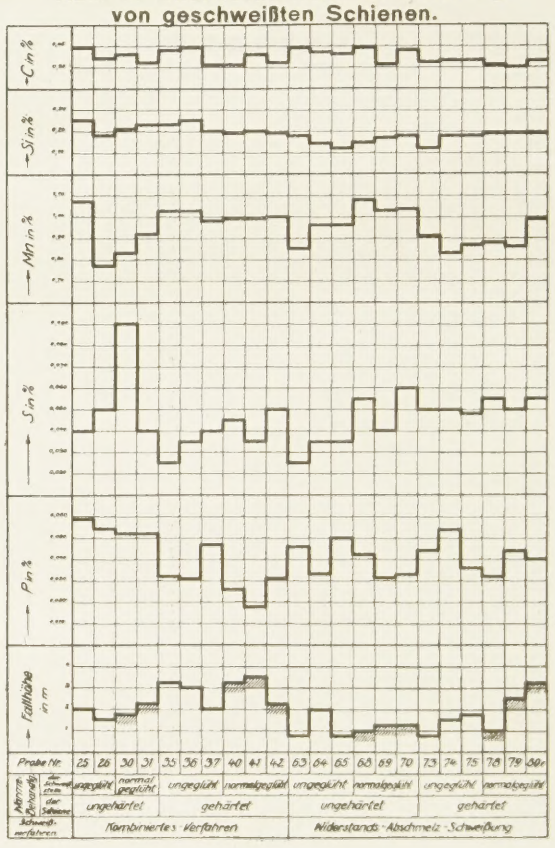

1. Probe aus dem Fuß 2. Probe aus dem Kopf ▨ normal geglüht

## Abb. 4. Härteverlauf im Schienenkopf von geschweißten Schienen.




## Zum Aufsatz: Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung.

## Abb. 5. Chemische Zusammenstellung von geschweißten Schienen.




Verlag Julius Springer, Berlin

Lith. Anst. v. E. Wirtz, Darmstadt.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** | **1. Oktober 1930** | **Heft 19**


## Entwicklung und gegenwärtiger Stand der Schienenschweißung.


Von Ing. **Max Reiter,** Neuaubing bei München.


(Schluß.)

Hierzu Tafel 24 und 25.

### V. Das Normalglühen von geschweißten Schienenstößen.

Wie eingangs schon erwähnt, wurde ein Teil der Stöße normalgeglüht, um die Überhitzung in der Schiene zu beseitigen und eine teilweise Umkristallisation im Zwischenguß, soweit es bei dem verschiedenen Kohlenstoffgehalt möglich schien, zu erreichen. Zum besseren Verständnis seien der Wärmebehandlung einige Vorbemerkungen vorausgeschickt.

Will man einem Stahl bestimmte Festigkeitseigenschaften geben, ohne seine äußere Form zu verändern, so muß man ihn wärmebehandeln. Man könnte die Wärmebehandlung als eine Art innere Formgebung bezeichnen. Sie gründet sich auf die Kenntnis vom Kleingefüge der Stähle und auf die Anwendung der durch das Eisenkohlenstoffdiagramm wiedergegebenen Eigentümlichkeiten *).

Bevor man darangehen kann, einen Stahl seinen Zwecken gemäß zu behandeln, muß man sich von dem in ihm herrschenden Bestreben Kristalle zu bilden, ein richtiges Bild machen.

Der Stahl entsteht, entsprechend den verschiedenen Herstellungsverfahren, teils in größeren, teils in kleineren Mengen im flüssigen Zustand und gelangt noch flüssig in die Gußform, wo er erstarrt und entweder gleich zum Walzen, Schmieden, Glühen usw. gebracht wird oder langsam erkaltet, wie es auch bei dem aluminothermischen Schmelzgußverfahren der Fall ist. Man kann diesen Zustand, den der Stahl bei normaler Abkühlung einzunehmen bestrebt ist, als Urzustand des Stahles bezeichnen. In diesem Zustand ist sein Gefüge in der Hauptsache von der Abkühlung abhängig. Je nach den dabei auftretenden Verhältnissen entstehen folgende Gefügeanordnungen:

a) Die Struktur der großen Kristalle, der Dentriten oder Tannenbaumkristalle. Diese sind bei einer gewissen Mindestwandstärke im Kern immer zu finden und entsprechen der langsamen Erstarrung. In Abb. 36 und 37 sind diese Dentriten sehr deutlich zu sehen. Das Bild gibt das Gefüge im Innern eines Thermitgusses wieder, ein Zeichen dafür, daß wir es bei der Thermitschweißung, soweit im Zwischenverfahren geschweißt wird, mit einer wirklichen Gußstruktur zu tun haben. Diese Dentriten wachsen parallel zur Richtung des Wärmeflusses. Diese Erscheinung, die die Festigkeitseigenschaften des Stahles sehr stark beeinträchtigt, wird mit „Transkristallisation" bezeichnet;

b) das Gefüge der kleinen Kristalle oder Globuliten, die größter Erstarrungsgeschwindigkeit entsprechen und meist am Rande von Gußstücken oder bei sehr geringer Wandstärke auftreten.

Die Bildung der Kristalle unter a und b wird, da sie bei der Erstarrung vor sich geht, als primäre Kristallisation bezeichnet zum Unterschied von der sekundären Kristallisation, die den Vorgang der Absonderung des Ferrits unterhalb der Ferritlinie und die Ausscheidung des Perlits bezeichnet. Zwischen der primären und sekundären Kristallisation liegt das Gebiet des Anwachsens und der Einformung der Primärkristalle. Auch die Korngröße des sekundären Gefüges ist von der Abkühlungsgeschwindigkeit abhängig. Es entsteht also bei kleinster Wandstärke, somit sehr rascher Abkühlung, ein äußerst feinkörniges gleichmäßig verteiltes Ferrit-Perlitgemisch. Bei allmählicher Abkühlung entsteht

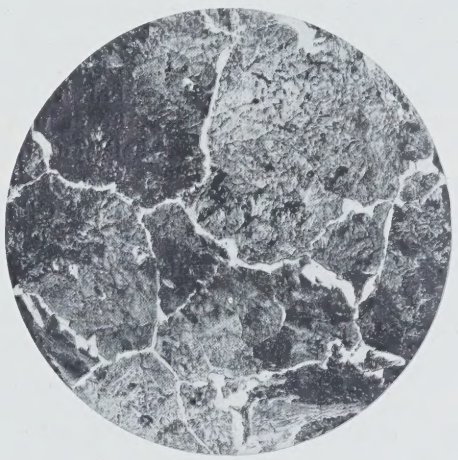


Abb. 12. Ferrit-Netzstruktur Ätzung. II, × 50.

die normale Gußstruktur, auch Kornstruktur genannt. Bei größter Wandstärke und langsamster Abkühlung bildet sich dann das sogenannte Ferritnetzwerk (vergl. Abb. 12). Erfolgt die Abkühlung im Gebiet der Ferritausscheidung so rasch, daß sich der Ferrit nicht an den Kristallrändern absondern

Abb. 13. Widmannstätten-Struktur. Ätzung II, × 50.

kann, sondern nur innerhalb der Kristalle, so entsteht die Widmannstättensche Struktur (vergl. Abb. 13). Abb. 23 zeigt den Übergang des Schmelzgusses zur Schiene. Der Gefügeaufbau entspricht reiner Widmannstättenschen Struktur. Die beiden letzteren Gefügearten können auch durch Überhitzung hervorgerufen werden. Demnach sind Gußstruktur und die Struktur des überhitzten Stahles

*) Oberhoffer, Das technische Eisen; Mars, Die Spezialstähle; Werkstoffhandbuch, Stahl und Eisen.

identisch. Auf die Schienenschweißung angewandt, haben wir, soweit es sich um Schmelzschweißung handelt, Gußstruktur in der Schweißzone und überhitztes Korn in den angrenzenden Gebieten, oder bei reinen Druckschweißungen nur Überhitzung des Stahles. Beide Strukturen, die nach obigem identisch sind, können auf Grund der Zustandsänderungen durch eine richtige Glühbehandlung wieder beseitigt werden. Unter Glühen versteht man zweierlei Wärmebehandlungen, die verschiedenen Zwecken dienen und oft nicht auseinander gehalten werden, nämlich das Normalglühen bzw. Umkörnen und das Weichglühen. Ersteres will das grobe Gefüge, sei es durch Überhitzung oder durch langsame Abkühlung nach dem Gießen hervorgerufen, zerstören. Dies geschieht durch schnelles Erhitzen bis in das Gebiet der festen Lösung und durch nachfolgendes mehr oder weniger rasches Abkühlen, wodurch völlige Umkristallisation erzielt wird und Festigkeitseigenschaften, die denen des gewalzten Werkstoffes nahe kommen, erreicht werden. Hiermit besitzen wir also ein Verfahren, auch das grobe Korn, das bei Preß- und Schmelzschweißungen entsteht, zu beseitigen. Maßgebenden Einfluß auf den Erfolg des Glühens haben die Höhe der Glühtemperatur, die Glühdauer, bzw. Form und Größe des Werkstückes, Abkühlungsgeschwindigkeit und eine etwaige Warmverformung.

In unserem Falle wurde die günstigste Glühtemperatur und Glühdauer auf dem Versuchswege mit kombiniert-geschweißten Schienenstößen ermittelt. Auf Grund der metallographischen Prüfung des Schienenkopfes ergab sich eine zweckmäßige Temperatur von 830 bis 840° C und eine Glühzeit von etwa 30 Minuten einschließlich Anwärmen. Die Abkühlung erfolgte an Luft bei etwa + 20°. Nach diesen Angaben wurden die eigentlichen Versuchsstöße normalgeglüht und dann einer Festigkeitsprüfung unterzogen.

Bei den werkstattmäßigen Glühversuchen wurde ausschließlich mit solchen Hilfsmitteln gearbeitet, wie sie bei der Schweißung auf der Strecke zur Verfügung stehen und verwendet werden können. Der geschweißte Stoß wird in die bekannte Klemmvorrichtung gespannt. Um die Schweißstelle wird die zweiteilige Form gelegt, deren beide Hälften mit je einem Blasloch versehen sind. Die Formhälften selbst müssen ziemlich reichlich ausgespart werden, um einen genügend großen Glühraum und dadurch ein gleichmäßiges Umspülen der Schweißstelle durch die Flamme zu sichern. Die Form ersetzt also hier den Glühofen. Im Dauerbetrieb würde man vorteilhaft die Sandform durch eine zweiteilige Dauerform mit Schamotteauskleidung ersetzen. Als Wärmequelle dienen zwei Benzin-Hochdruckgebläse mit Vergasereinrichtung, wie sie beim Schweißen für die Vorwärmung benützt werden. Sie haben sich für diesen Zweck sehr gut bewährt. Durch die feine Regulierung der Brennstoffzufuhr ist es möglich, die Glühtemperatur innerhalb eines Bereiches von $\pm 5^0$ während der ganzen Glühdauer konstant zu halten. Für die Temperaturmessung wurde das Gesamtstrahlungspyrometer „Pyro“ verwendet, womit die Temperatur hinreichend genau und zuverlässig, auch im Freien bei Sonnenbestrahlung, festgestellt werden konnte.

In welchem Maße wurde nun die Güte der Schweißung durch das Normalglühen gesteigert? Vorerst soll nur ein Vergleich in metallurgischer Hinsicht zwischen geglühten und ungeglühten Stößen gezogen werden.

Abb. 14 zeigt drei Bruchflächen von Schienen, und zwar ist:

Nr. 1 ungeschweißt;
Nr. 2 kombiniert-geschweißt und normalgeglüht;
Nr. 3 kombiniert-geschweißt, ungeglüht.

Es ist ohne weiteres zu erkennen, daß durch das Glühen eine ganz wesentliche Kornverfeinerung erreicht wurde. Die Bruchfläche Nr. 2 (geschweißt und geglüht) ist sogar e feinkörniger als die der ungeschweißten Schiene (Nr Glühtemperatur, Glühdauer und die Art der Abkühlung v also richtig gewählt, was auch die Kleingefügebilder Abb 24, 30 und 31 beweisen. Leider konnte derselbe Erfol den mechanischen Eigenschaften nicht festgestellt w (s. später).

In den Abb. 15, 16, 19 bis 22 und 24 bis 28 sind me Längsschnitte der nach verschiedenen Verfahren geschwe Schienenstöße makroskopisch, ungeglüht und geglüht darges Die dazu gehörigen Gefügebilder geben den Grad der erre Kornverfeinerung im Schienenwerkstoff sehr deutlich wi Zum Vergleich ist auch das Gefüge der von der Sch wärme unbeeinflußten Schiene wiedergegeben (Abb. 31). durch die Schweißung in der Schiene hervorgerufene hitzung ist fast durchwegs verschwunden. Teilweise i Steg und Fuß das Gefüge bereits wieder etwas grob geworden, ein Zeichen dafür, daß für diese Querschnitt Glühdauer bereits zu reichlich war. Für die Festig eigenschaften scheint aber der geringe Unterschied nicht schlaggebend zu sein, wie überhaupt das Normalglühen überhitzten Schiene bei den Schmelzverfahren auf die F keitseigenschaften der Schweißstelle selbst nicht von großem Einfluß zu sein scheint.

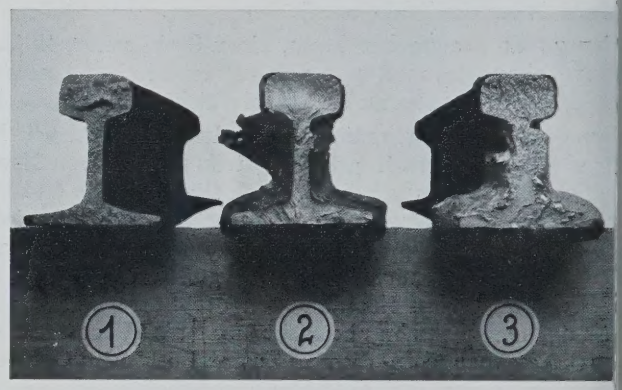



Abb. 14. 1 = ungeschweißt, 2 = geschweißt und normal geg 3 = geschweißt, ungeglüht.

Auf den makroskopischen Bildern sind zu beiden S der Schweißstelle in einiger Entfernung ausgeprägte L wahrzunehmen, die den Querschnitt entweder geradlinig in Kurvenform durchlaufen. Sie sind als Folge des W abflusses und als Stellen gleicher Vergütungstemperatur betrachten. Für die Abb. 23 und 24 wurde 75fache V größerung gewählt, da die Abb. 23 bei stärkerer Vergrößer nicht mehr übersichtlich genug gewesen wäre. Die Makrol sind in $^1/_3$ natürlicher Größe dargestellt.

Zusammenfassend sei noch erwähnt, daß der Zweck Normalglühens, eine weitgehende Kornverfeinerung, durch erreicht wurde.

## V. Ergebnisse der Festigkeitsprüfungen von geschwe Schienenstößen.

Um für den Vergleich der einzelnen Schweißverfa brauchbare Unterlagen zu gewinnen, wurde eine Reihe Festigkeitsuntersuchungen durchgeführt. Die Schie querschnitte wurden der Abb. 32 entsprechend in Probe aufgeteilt. Vorausgeschickt muß werden, daß es trot umfangreichen Untersuchungen nicht gelungen ist, eind Folgerungen zu ziehen. Auch wenn die Probenzahl bede erhöht worden wäre, hätte sich stets das gleiche Bild starken Streuung der Werte ergeben. Es ist somit möglich, auf Grund der Ergebnisse dem einen oder an

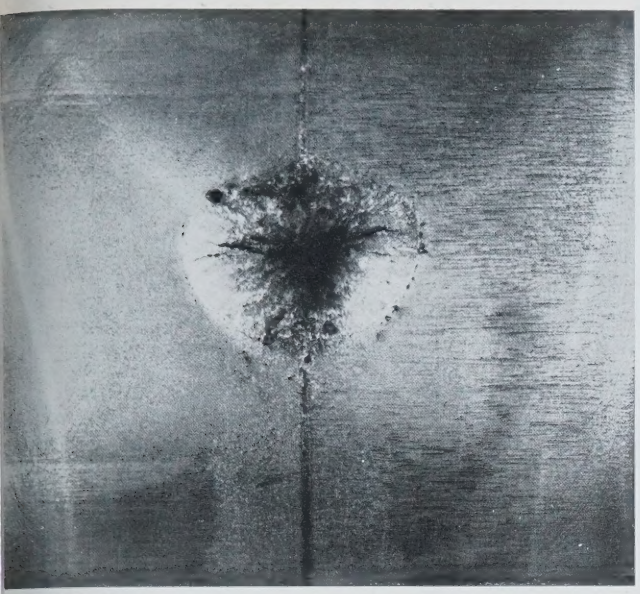


Abb. 15. Thermit-Stumpfschweißung, ungeglüht. Ätzung II.

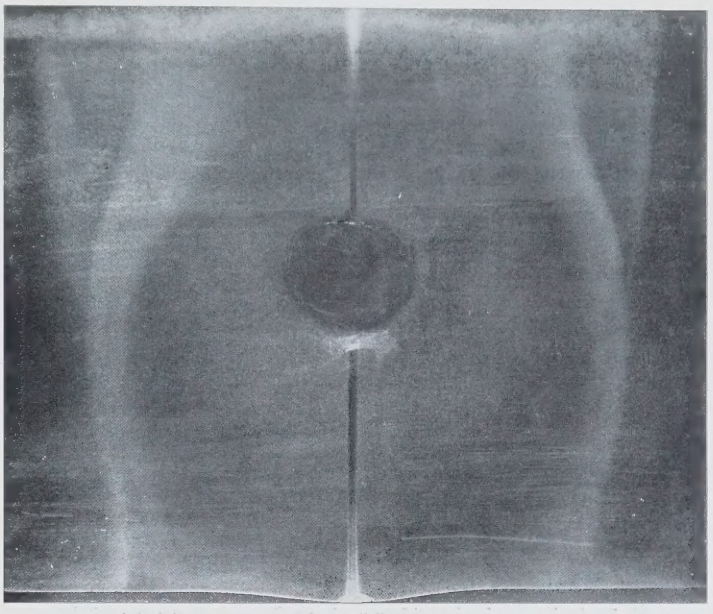


Abb. 16. Thermit-Stumpfschweißung, geglüht. Ätzung II.

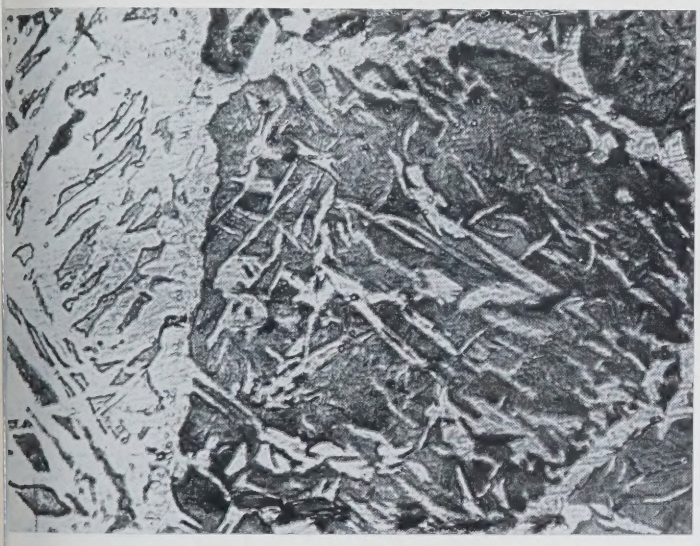


Abb. 17. Kleingefüge der Schweißstelle aus Abb. 15 oder 19 (Kopf), ungeglüht. Links Zwischenblech, rechts Schiene. Ätzung II, ×150.

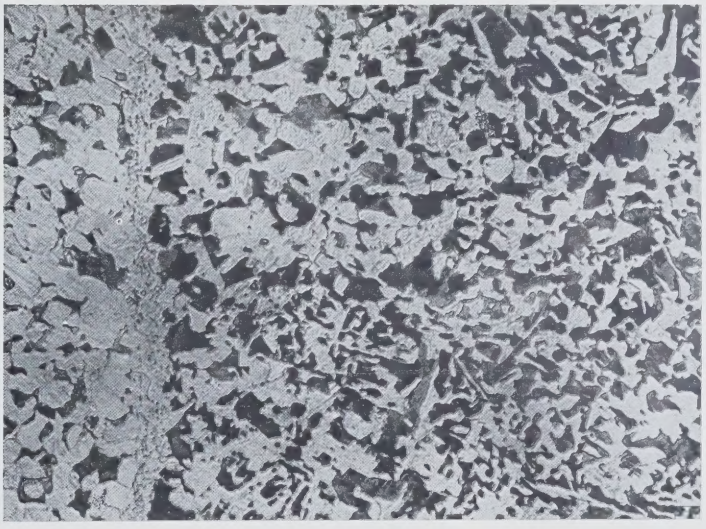


Abb. 18. Kleingefüge aus Abb. 16 oder 20 (Kopf) geglüht bei 830 bis 840 ° C; links Zwischenblech, rechts Schiene. Ätzung II, ×150.

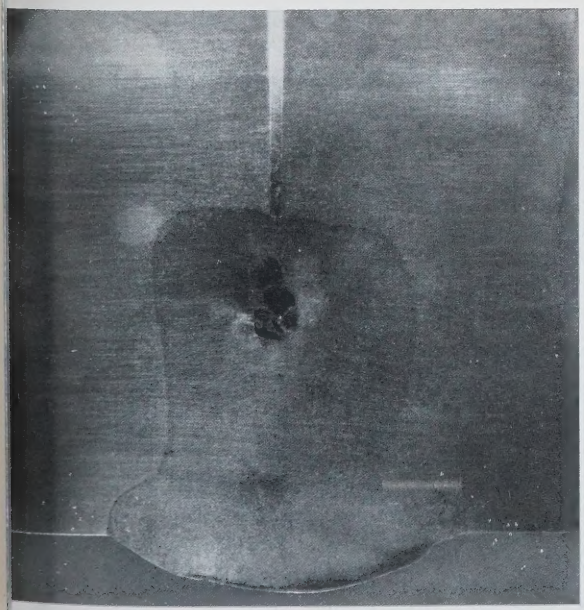


Abb. 19. Kombinierte Schweißung, ungeglüht. Ätzung II.

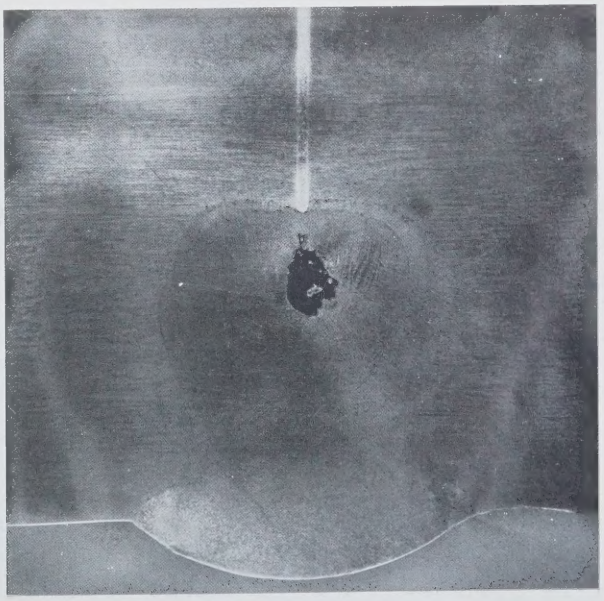


Abb. 20. Kombinierte Schweißung, geglüht. Ätzung II.

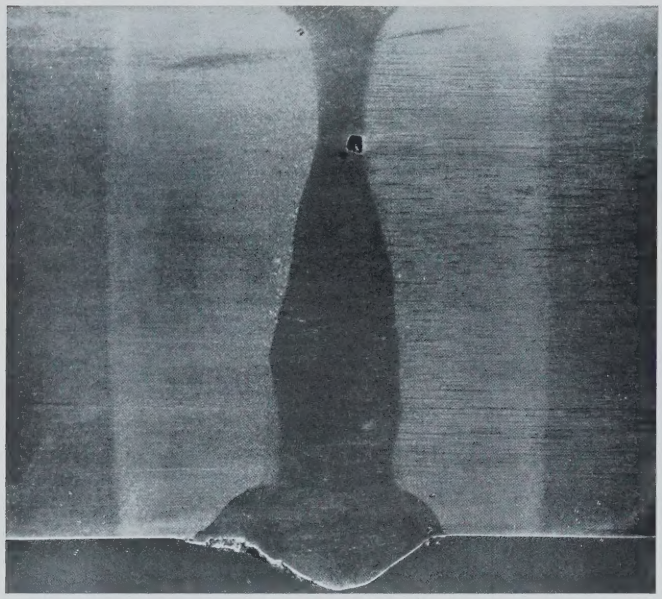


Abb. 21. Zwischengußschweißung ohne Stauchung, ungeglüht. Ätzung II.

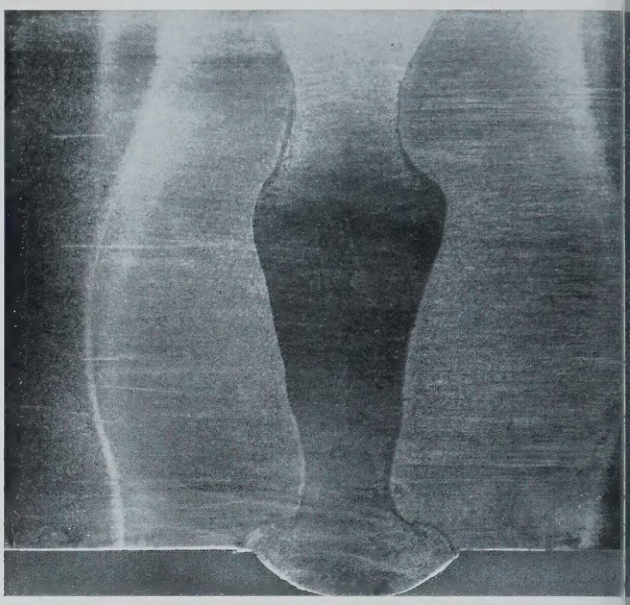


Abb. 22. Zwischengußschweißung ohne Stauchung, gegl Ätzung II.

Abb. 23. Kleingefüge aus Abb. 19 (Zwischengußteil) und aus Abb. 21 und 25, ungeglüht. Links „Thermit"-Eisen, rechts Schiene. Ätzung II, × 75.

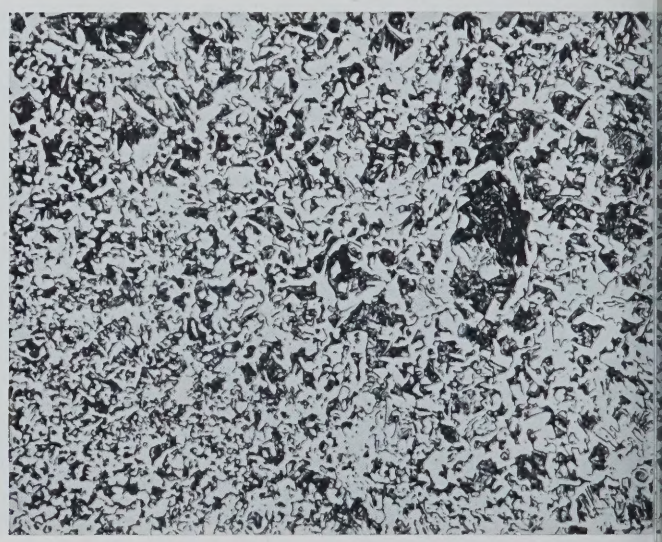


Abb. 24. Kleingefüge aus Abb. 20, 22 und 26, geglüht 830 bis 840° C. Ätzung II, × 75.

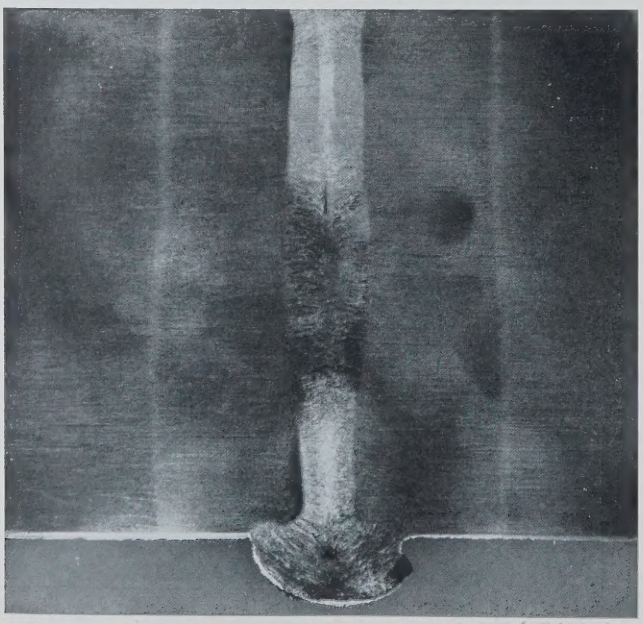


Abb. 25. Zwischengußschweißung mit Stauchung, ungeglüht. Ätzung II.

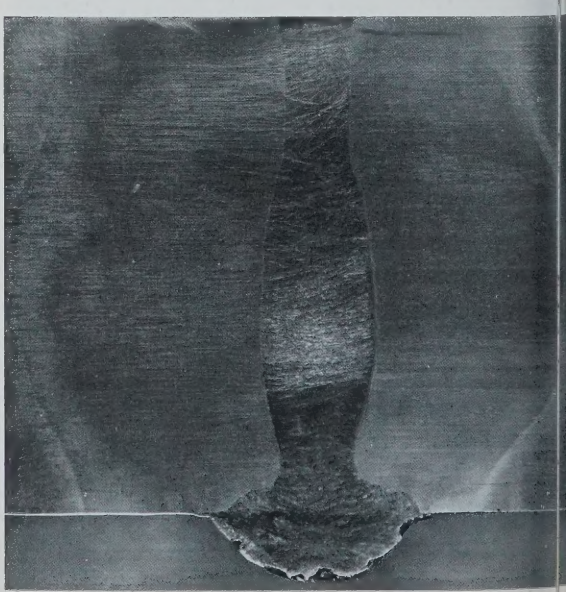


Abb. 26. Zwischengußschweißung mit Stauchu geglüht. Ätzung II.

Verfahren den Vorzug zu geben. Da aus den Festigkeitswerten allein keine Schlüsse gezogen werden können, sind auch die beiden Bruchflächen der einzelnen Probestäbe als Erläuterung zu den Ergebnissen dargestellt. Bei schlechten Festigkeitswerten gibt ein Vergleich mit den Bruchflächen die gewünschte Erklärung, so daß zu den Versuchen selbst einige kurze Bemerkungen genügen dürften.

### 1. Der Zerreißversuch.

Als Versuchsstab wurde der lange Normalstab mit 20 mm Durchmesser ($F = 3{,}14$ cm²) verwendet. Die Ergebnisse sind aus Abb. 2, Taf. 25 und die Bruchflächen der Probestäbe aus Abb. 35 ersichtlich. Die Stäbe Nr. 3 und 82 können für die Beurteilung nicht verwendet werden, da sie nicht im mittleren Drittel der Meßlänge gebrochen sind. Der Bruch außerhalb der Schweißstelle könnte zu dem Schluß verleiten, die Schweißstelle besitze größere Festigkeitswerte als die Schiene. In Wirklichkeit sind diese Werte als Zufallsergebnisse zu betrachten. Außerdem stellen sie kein Maß für die Festigkeit der Schweißstelle dar. Sehr gleichmäßig verläuft die Linie der Streckgrenze gegenüber der Zugfestigkeitskurve, was ganz natürlich ist, da die aufgewendete Formänderungsarbeit bis

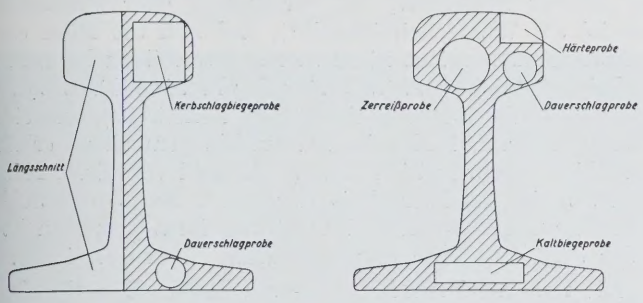



Abb. 32. Aufteilung des Schienenquerschnittes in Probestäbe.

zur Streckgrenze noch sehr gering ist. Die bleibende Verlängerung des Stabes beträgt etwa 0,2% der Meßlänge. Die Werte für Dehnung und Einschnürung, die ein Maß für die Formänderungsfähigkeit darstellen, sind der vorhandenen Gußstruktur entsprechend sehr niedrig. Die nach einzelnen Richtungen ausgeprägten Eigenschaften der Einzelkristalle treten sehr stark in Erscheinung, was auch in den Ergebnissen zum Ausdruck kommt. Sämtliche Stäbe der elektrischgeschweißten Schienen weisen Gasblaseneinschlüsse auf und dementsprechend auch niedrige Werte. Ein ausgesprochener Einfluß des Glühens ist nicht festzustellen, nur die geglühten Stäbe der im Zwischengußverfahren mit Stauchung geschweißten Schienen zeigen eine größere Einschnürung als die ungeglühten.

Auch an den Bruchflächen der elektrisch geschweißten Stäbe ist der Einfluß des Glühens zu erkennen. Dagegen besitzen die Stäbe der aluminothermischen Schweißungen meist einen grobkörnigen Bruch, auch im geglühten Zustand. Das kommt daher, daß die Glühtemperatur dem C-Gehalt der Schiene und nicht dem des „Thermit"-Eisens angepaßt war. Die Probestäbe Nr. 15, 21 und 39 weisen den sogenannten Schieferbruch auf, der meist auf Verunreinigungen, hier im Zwischenblech, zurückgeführt wird. Derartige Stäbe besitzen fast immer geringe Zugfestigkeit und Dehnung, wie dies auch hier der Fall ist*).

### 2. Kaltbiegeprobe.

Die Versuche wurden entsprechend DIN 1605/III durchgeführt. Bei dieser Prüfung erleidet der Probestab auf der Zugseite entsprechend dem erreichten Biegewinkel eine mehr oder weniger starke Dehnung, auf der Druckseite eine Stauchung. Erwartungsgemäß ergaben die Thermitgeschweißten Proben einen sehr kleinen Biegewinkel, etwa 20°. Die Bruchflächen ließen fast durchwegs auf mangelhafte Schweißung schließen. Nur ein gut geschweißter Stab (Zwischenguß mit Stauchung) ließ sich um einen Winkel von 50° biegen. Dagegen erreichten die elektrisch geschweißten Proben im Durchschnitt einen Biegewinkel von etwa 50°, Zum Vergleich wurden auch ungeschweißte Proben gebogen. die bei etwa 85° die ersten Anrisse zeigten bzw. brachen.

*) Oberhofer, Das technische Eisen.

### 3. Der Schlagbiegeversuch.

Als weitere Güteprüfung von geschweißten Schienen wurde in der Maxhütte, Rosenberg, der Schlagbiegeversuch durchgeführt. Die dabei erzielten Schlagarbeiten, Fallhöhen und Durchbiegungen sind in Taf. 24 zusammengestellt. Auch dieser Versuch lieferte derart verschiedene Werte, daß es nicht möglich ist, Schlüsse für die Güte des einzelnen Schweißverfahrens zu ziehen oder Vergleiche anzustellen.

Wie aus der bildlichen Darstellung zu ersehen ist, zeigt beim Thermitverfahren die kombinierte Schweißung mit gehärteten Schienen (Form S 49 Nr. $35_N$, $36_N$, $40_N$ und $41_N$) teilweise bessere Ergebnisse als mit ungehärteten Schienen (Nr. $25_N$, $26_N$, $30_N$ und $31_N$). Sämtliche für diesen Vergleich in Betracht kommende Stöße wurden im Reichsbahnausbesserungswerk Neuaubing angefertigt, und zwar von Leuten, die als sehr zuverlässig gelten, so daß der Unterschied nicht in ungleichmäßiger Ausführung zu suchen ist. Außerdem wurden nur Schweißportionen ein und derselben Lieferfirma verwendet. Die Ursache mußte also anderswo gesucht werden. In der Annahme, daß die gehärteten Schienen vielleicht eine größere Reinheit besitzen, wurde von sämtlichen S 49-Schienen die chemische Zusammensetzung bestimmt (s. Abb. 5, Taf. 25). Die Gehalte an Kohlenstoff, Silizium und Mangan schwanken unwesentlich und können daher als Ursache für die Unterschiede kaum in Betracht kommen. Auch aus der Schwefelanalyse ist nichts besonderes zu entnehmen. Dagegen zeigt die Phosphorlinie mit der Kurve der größten Fallhöhen sehr gute Übereinstimmung, und zwar insofern, als bei niedrigem Phosphorgehalt die Fallhöhe steigt und umgekehrt. Die schlechteren Ergebnisse der ungehärteten Schienen dürften also auf den höheren Phosphorgehalt zurückzuführen sein. Es ist ja bekannt, daß ein hoher Phosphorgehalt auf die Schweißbarkeit einen schädlichen Einfluß ausübt. Außerdem begünstigt Phosphor die Ausbildung der Dentriten, die je nach ihrer Anordnung die Formänderungsfähigkeit sehr stark beeinträchtigen. Bei den elektrisch geschweißten Stößen tritt diese Übereinstimmung zwischen Phosphorgehalt und Fallhöhe nicht in demselben Maß in Erscheinung. Es ist anzunehmen, daß hier der Einfluß des Phosphors von der schwankenden Güte der Schweißung überdeckt wird, wie überhaupt die Ergebnisse der elektrisch geschweißten Stöße große Streuungen aufweisen. Zwar erreichte Nr. $87_N$ die größte Fallhöhe und Durchbiegung von sämtlichen Versuchsstößen, um so niedriger waren aber die Werte der übrigen Proben. Die metallographischen Untersuchungen zeigten, daß dies nur auf Fehlschweißungen zurückzuführen ist. Man muß jedoch berücksichtigen, daß es die ersten Versuche der Firma Pfretzschner waren, Schienen nach dem Abschmelzverfahren zu verschweißen. Auf jeden Fall wird es der Widerstandsschweißung nach einer größeren Anzahl von Versuchen gelingen, wesentlich bessere Schlagleistungen zu erreichen.

Die geglühten Stöße der Zwischengußschweißung mit Stauchung brachten verhältnismäßig zufriedenstellende Ergebnisse. Besonders zeigten sie eine gute Durchbiegung, was auf gute Formänderungsfähigkeit schließen läßt. Dagegen weisen die Übergangsstöße durchwegs, gleichviel nach welchem Verfahren sie geschweißt waren, sehr niedrige Schlagergebnisse

auf. Der Grund wird in der Hauptsache in dem plötzlichen Querschnittsübergang am Fuß zu suchen sein.

Zur Glühung ist zu sagen, daß sich ihr Einfluß bei dem einen oder anderen Stoß vorteilhaft auswirkte, jedoch ist die Formänderungsfähigkeit von geschweißten Schienen im allgemeinen nach wie vor sehr gering.

Gleichzeitig wurden noch Vergleichs-Schlagproben zwischen ungeschweißten und kombiniert geschweißten Schienen bei etwa $-20^0$ C durchgeführt. Da sämtliche Stahlsorten bei niedrigen Temperaturen sehr spröde bzw. sehr empfindlich gegen Schlagwirkung sind, lag die Annahme nahe, die geschweißten und ungeschweißten Schienen würden beim Schlagversuch keine allzu großen Unterschiede aufweisen. Zwar zeigten die Proben Nr. $88_N$, $89_N$ und $90_N$ größere Sprödigkeit, aber ihr Gesamtschlagmoment und ihre Durchbiegung liegt doch erheblich über den Werten der geschweißten Schienen*).

Die in Taf. 24 dargestellten Gesamtschlagmomente sind nicht mit den Arbeitsmomenten, wie sie bei Abnahmen von ungeschweißten Schienen verlangt werden, zu vergleichen. Während bei letzteren schon mit dem ersten Schlag ein Moment von 3000 bzw. 5000 mkg erreicht werden muß, ergab sich unser größtes erreichtes Arbeitsmoment von etwa 6000 mkg (Nr. $87_N$) aus einer Reihe von Einzelschlägen. Bekanntlich ist Stahl bis zu einer gewissen Grenze elastisch. Bei einem Schlagmoment von bestimmter Größe, das mit einem einzigen Schlag erreicht wird, muß die elastische Formänderung nur einmal überwunden werden. Dagegen wird bei mehreren Einzelschlägen die Arbeit für die elastische Formänderung öfter geleistet. Letzteres Verfahren beeinflußt also die Ergebnisse im günstigen Sinne.

### 4. Der Kerbschlagbiegeversuch.

Der Wert der Kerbschlagprobe ist noch sehr umstritten. Die Oberflächenbeschaffenheit, sowie eine geringfügige Änderung der Versuchsbedingungen können die Ergebnisse ganz wesentlich beeinflussen. Es muß also hier mit einer großen Unsicherheit gerechnet werden. Schwankungen in der Güte der Schweißung kommen hier besonders stark zum Ausdruck. Dem zahlenmäßigen Ergebnis dieses Versuches (Abb. 1, Taf. 25) ist somit keine allzu große Bedeutung beizumessen. Während die Proben der kombinierten und elektrischen Schweißung körnigen (Trennungs-) Bruch ergaben (Abb. 33), sich also in der Tieflage der Kerbzähigkeit befinden, zeigen die Proben der Zwischengußschweißung m. St. Neigung zum Verformungsbruch (Hochlage der Kerbzähigkeit). Die Proben Nr. 8 und 11 liegen im Streugebiet. Dies darf aber nicht dahin ausgelegt werden, daß dem Zwischengußverfahren auf Grund dieser Ergebnisse der Vorzug zu geben sei. Bekanntlich besitzen diese Schweißungen gegenüber den übrigen eine mehr oder weniger breite Zone von „Thermit"-Eisen. Es wird also bei letzteren die zusätzliche Kerbbeanspruchung eigentlich nur vom kohlenstoffärmeren Thermiteisen aufgenommen. Die Übergangsstelle selbst liegt hier je nach der Breite des Zwischengusses meist außerhalb des Kerbbereiches. Der erhaltene Wert stellt demnach nur die Kerbzähigkeit des „Thermit"-Eisens dar, aber nicht der Schweißverbindung. Wesentlich anders liegt der Fall bei der kombinierten und elektrischen Schweißung. Hier wird die Kerbe an der Übergangsstelle angesetzt. Könnte man bei den Zwischengußschweißungen die Kerbe genau in der Übergangsstelle anbringen, so würden sich ihre Ergebnisse von den übrigen kaum unterscheiden.

Ein ausgeprägter Einfluß der Glühbehandlung ist nicht zu beobachten. Lediglich die elektrisch geschweißten Stäbe zeigen im Bruchaussehen einen deutlichen Unterschied zwischen ungeglüht und geglüht. Letztere sind sehr feinkörnig, ein Zeichen, daß die Wärmebehandlung richtig war. Aber trotzdem ist keine Steigerung der Kerbzähigkeit eingetreten. Die Erklärung hierfür soll im Abschnitt VI gegeben werden.

### 5. Die Dauerwechselschlagprobe.

Diese Untersuchung der Probestäbe wurde im Kruppschen Dauerschlagwerk vorgenommen. Der Arbeitsinhalt eines Schlages betrug 12 cmkg bei einer gleichzeitigen Drehung des Stabes um einen Winkel von $15^0$.

Hinsichtlich des Unterschiedes in der Materialbeanspruchung zwischen Schmelzguß und elektrischer Schweißung gilt das unter 4. Gesagte, jedoch sind die Wirkungen entgegengesetzt, was aus den Ergebnissen (Abb. 3, Taf. 25) hervorgeht. Beim Dauerschlagversuch entsteht der Bruch in der Weise, daß durch die Anhäufung von Materialspannungen im Kerbgrund kleine Risse hervorgerufen werden, die mit wachsender Schlagzahl sich zu einem konzentrischen Dauerbruch ausbilden und immer weiter fortschreiten, bis die Widerstandsfähigkeit des noch vorhandenen Kernes überschritten wird und der Bruch plötzlich erfolgt. Nun besteht bei Material von höherer Festigkeit, bei vergütetem oder eingesetztem Material die Wahrscheinlichkeit*), daß sich die Risse durch die harte Außenschicht nicht so rasch ausbilden können, als dies bei den weicheren Stahlsorten der Fall ist. Daraus dürfte die größere Widerstandsfähigkeit der elektrisch geschweißten Stäbe und Nr. 101 K beim Dauerschlagversuch zu erklären sein. Die außerordentlich hohe Schlagzahl von Nr. 6 K wird jedenfalls ein Zufallsergebnis darstellen, zumal die Schlagzahlen der Thermit-geschweißten Stäbe im allgemeinen kaum $^1/_3$ der Schlagzahl von ungeschweißten Stäben erreichen.

Die normale Bruchfläche — am Rande Dauerbruch, im Kern Trennungsbruch — weisen nur die ungeschweißten und einige elektrisch geschweißte Stäbe auf (Abb. 34). Alle übrigen Bruchflächen zeigen Gasblaseneinschlüsse oder sonstige Fehlstellen, wodurch die entstehenden Risse meist nach kurzer Zeit zum sofortigen Trennungsbruch führten, ohne daß es zuerst zum normalen Dauerbruch gekommen wäre.

### 6. Die Kugeldruckprobe nach Brinell.

Die Probestäbe waren der Abb. 15 entsprechend dem Schienenkopf entnommen. Die Belastung der 10 mm Kugel betrug 30000 kg, die Belastungsdauer 30 Sek. Die erhaltenen Härteergebnisse sind aus Abb. 4, Taf. 25 ersichtlich. Auf Grund der Untersuchung der Probestäbe ist diesmal anzunehmen, daß die Ergebnisse nicht durch Fehlschweißungen beeinflußt sind, so daß es hier ausnahmsweise möglich ist, Vergleiche zu ziehen.

Im allgemeinen ist durch das Glühen eine Härtesteigerung eingetreten. Die gehärteten Schienen erleiden an der Schweißstelle einen großen Härteverlust, was aber keine nachteiligen Folgen zu haben scheint. Im kombinierten Verfahren verschweißte, gehärtete Schienen zeigen nach fast zweijähriger Liegedauer nicht die erwartete Schlaglochbildung. Es ist dies der kaltverfestigenden Wirkung der darüberrollenden Fahrzeuge zuzuschreiben. Hinsichtlich der erforderlichen Härte scheint also jedes Schweißverfahren den Anforderungen der Praxis zu entsprechen.

In einigen Worten zusammengefaßt, ist das Ergebnis der durchgeführten Festigkeitsversuche von geschweißten Schienen folgendes:

Die erhaltenen Werte der statischen Festigkeitsversuche können noch einigermaßen befriedigen. Dagegen ist die Formänderungsfähigkeit bzw. Zähigkeit im Vergleich zu ungeschweißten Schienen vollständig

*) Werkstoffhandbuch, Stahl und Eisen, Q 51 — 4.

*) Wawrzinick, Handbuch des Materialprüfungswesen, S. 189.

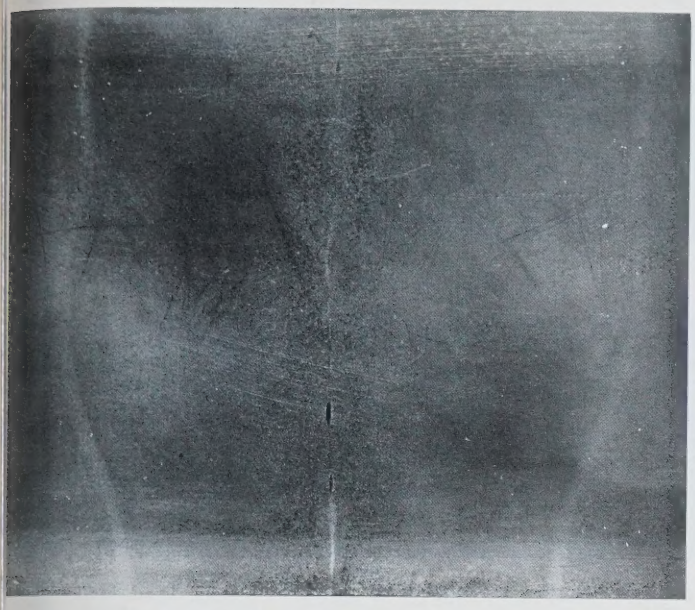


Abb. 27. Elektrische Widerstands-Abschmelzschweißung, ungeglüht. Ätzung II.

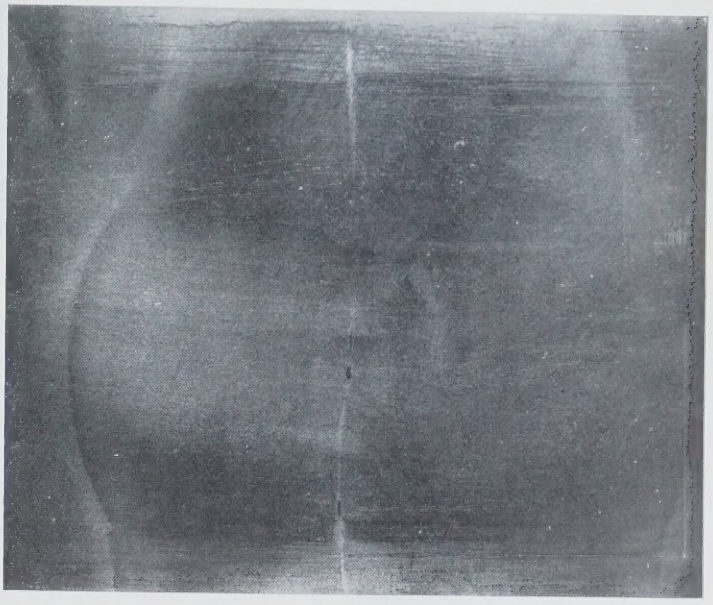
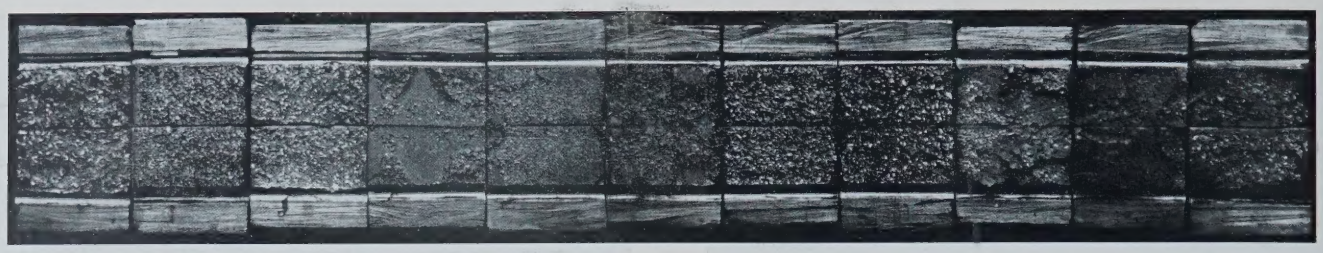


Abb. 28. Elektrische Widerstands-Abschmelzschweißung, geglüht. Ätzung II.

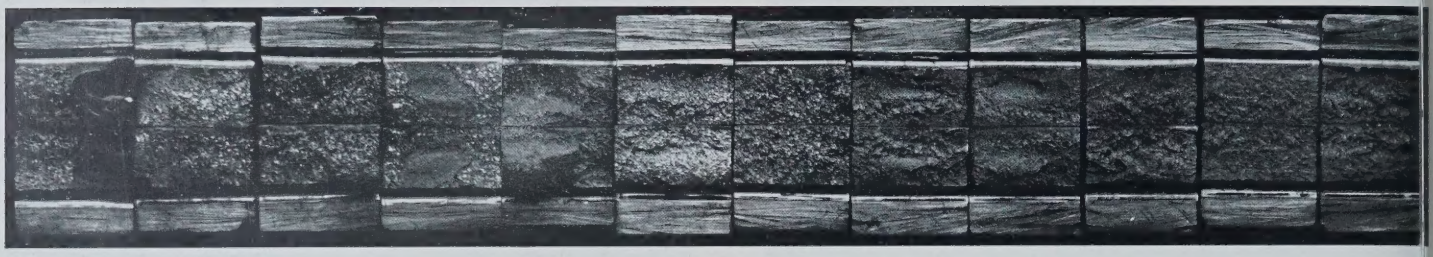
Abb. 29. Kleingefüge der Schweißstelle aus Abb. 27, ungeglüht. Ätzung II, × 150.

Abb. 30. Kleingefüge aus Abb. 28, geglüht bei 830 bis 840° C. Ätzung II, × 150.

Abb. 31. Kleingefüge der Schiene, durch die Schweißung nicht beeinflußt. Ätzung II, × 150.

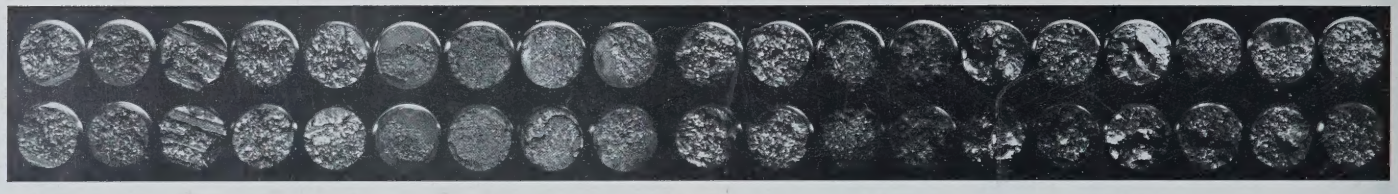


2 14 20 38 5 17 23 43 8 11 46



52 58 49 55 61 66 76 71 81 91 92 93

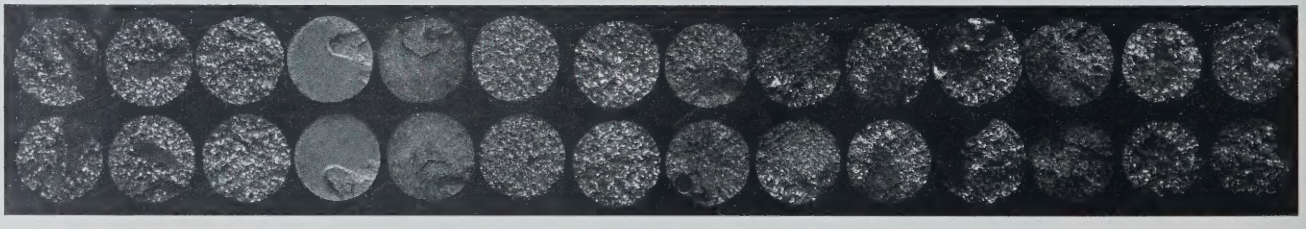
Abb. 33. Bruchflächen der Kerbschlagbiegeproben.



$2_F$ $3_K$ $15_K$ $21_K$ $39_K$ $5_F$ $6_K$ $18_K$ $24_K$ $44_K$ $8_F$ $9_K$ $11_F$ $12_K$ $14_F$ $20_F$ $38_F$ $53_K$ $58_F$

$59_K$[1]) $17_F$[2]) $23_F$ $43_F$ $50_K$ $55_F$ $56_K$ $61_F$ $62_K$ $67_K$ $76_F$ $77_K$ $71_F$ $72_K$ $81_F$ $82_K$ $98_F$ $99_F$ $100_K$ $101_F$

Abb. 34. Bruchflächen der Dauerschlagproben.



15 21 39 6 18 24 44 9 12 47 53 59 50 56

62 67 77 72 94 95 96 97

Abb. 35. Bruchflächen der Zerreißproben.

[1]) = Probestab aus dem Schienenkopf. — [2]) = Probestab aus dem Schienenfuß.

Die Festigkeitswerte der einzelnen Proben (vergl. die Nummern!) sind aus Abb. 1 bis 3, Taf. 25 zu ersehen.

ngenügend. Auch die Beseitigung der Überhitzung, die den Schienen durch die Schweißung hervorgerufen wird, ingt, in der Hauptsache bei den aluminothermischen Verhren, keine wesentliche Verbesserung. Mehr Wert ist wohl f das vollständige Umkristallisieren im Zwischenguß zu gen. In der Schiene kann eine schwache Kornvergrößerung ne Bedenken in Kauf genommen werden. Bei dem elekischen Verfahren ist bei einwandfreier Schweißung ein lühen vorteilhaft.

Trotz allem zeigen thermitgeschweißte Stöße nach mehrhriger Liegedauer keinerlei Zerstörungserscheinungen, ein ichen dafür, daß sie den Anforderungen des Betriebes genügen. as hat aber seine Ursache nicht darin, daß Theorie und Praxis cht übereinstimmen, sondern es ist vielmehr damit der Beweis bracht, daß beim geschweißten Gleis nicht dieselben großen anspruchungen auftreten, als beim gelaschten Gleis. Es ist ch einleuchtend, daß mit der Beseitigung des gelaschten oßes die gefürchteten Schlagwirkungen verschwinden müssen, fern sie durch die Laschenverbindung verursacht sind. Wird doch die Schlagbeanspruchung durch Lokomotivräder mit rken Schleifstellen hervorgerufen, so besteht selbstverständh für die geschweißten Schienenstöße erhöhte Bruchgefahr, mal auch ungeschweißte Schienen dabei sehr häufig brechen.

## VI. Welche Folgerungen können aus den Versuchsergebnissen gezogen werden?

Vor allem haben die Versuche gezeigt, daß sämtliche hweißverfahren für eine vollkommene Verbindung von hienen noch sehr der Weiterentwicklung bedürfen. Außer den ingeln, die durch das einzelne Verfahren an sich bedingt und T. nicht zu vermeiden sind, müssen unbedingt die Fehler, lche in falscher, unsachgemäßer Arbeitsweise begründet sind, hoben werden. Dazu ist aber ihre Kenntnis Voraussetzung. nächst seien die grundsätzlichen Mängel erwähnt, die t dem aluminothermischen Schmelzgußverfahren verbunden d. Meist wird nicht berücksichtigt, daß die Zwischengußweißung einen gewöhnlichen Gußvorgang mit seinen Vor- d Nachteilen darstellt, die jedem Stahlmacher hinreichend kannt sind.

Als wesentliche Fehler im erschmolzenen Stahl und somit ch im Schmelzguß sind vor allem die Schlackeneinhlüsse und andere Fremdkörper zu nennen. Beim Abch kommt das Thermiteisen, wenn auch nur kurze Zeit, in ige Berührung mit dem Luftsauerstoff, dem gefährlichsten nd des Stahles. Ebenso werden beim Abstich mehr oder niger große Sandteile aus der Form mitgerissen, die dann im tigen Zwischenguß als unerwünschte Fremdkörper eingert sind. Weiter bilden sich beim Verschmelzen von hiene und Thermiteisen Oxydationsprodukte, die infolge der chen Abkühlung der Übergangszone nicht mehr an die Oberhe gelangen können. Abb. 38 zeigt eine Übergangsstelle in Abb. 36 dargestellten Zwischenguß-Schweißung in etwa facher Vergrößerung. Beide Abbildungen sind mit dem erhofferschen Ätzmittel geätzt. Da durch dieses das märgefüge sichtbar wird, wurde die Ätzung von Oberhoffer primäre bezeichnet zum Unterschied von der sekundären ung, die das durch die sekundäre Kristallisation hervorufene Gefüge zeigt. Die Übergangszone ist gleichmäßig mit verteilter Schlacke durchsetzt.

Als weiterer Nachteil sind noch die in jedem Guß auftenden Seigerungserscheinungen zu nennen. Die Übergsstelle in Abb. 38 wird von einem hellen Streifen durchzogen. der Primärätzung erscheinen phosphorreiche Stellen hell bei Abb. 38 und 40. Durch die senkrechte Beleuchtung Abb. 36, 37, 41 und 42 erscheinen sie dunkel. Die annten Abbildungen lassen erkennen, daß die Übergangsle stark mit Phosphor angeseigert ist, während der Zwischenguß selbst eine gleichmäßige Verteilung aufweist. Bekanntlich tritt aber im allgemeinen die Seigerung im zuletzt erstarrenden Teil, im Kern auf. Die Seigerungserscheinungen in der Übergangsstelle können durch zwei verschiedene Umstände verursacht sein. Einmal kann durch Aluminiumrückstände im flüssigen Thermiteisen das Wandern der seigerungsfähigen Bestandteile zum Kern verhindert werden oder, was am meisten Wahrscheinlichkeit für sich hat, die Erstarrung an der Übergangsstelle erfolgt so schnell, daß sämtliche Verunreinigungen, sowie der Phosphor der aufgeschmolzenen Schiene an der Übergangsstelle eingeschlossen werden. Durch die Seigerungen wird, je nach ihrer Lage zur Beanspruchungsrichtung, die Schlagfestigkeit stark beeinflußt. Die Ergebnisse der Schlagversuche mit geschweißten, gehärteten Schienen weisen darauf hin, für die Schweißung Schienen von besonderem Reinheitsgrad zu verwenden.

Als einer der gefährlichsten Feinde des Stahles ist auch die Lunkerung und Gasblasenbildung zu bezeichnen. Erstere ist weniger beim Schmelzguß von Bedeutung, da hier die Lunkerbildung außerhalb des Schienenquerschnitts stattfindet, also beim kombinierten Verfahren. Abb. 19 und 20 zeigen unmittelbar unter dem Schweißblech ausgeprägte Lunker. Da außerdem die vorhandenen Gase nach ihrer Ausscheidung das Bestreben besitzen, nach oben zu entweichen, sofern die Abkühlung langsam genug verläuft, bilden diese Hohlräume zugleich Sammelstellen für die Gase. Nun ist aber den Gasen der weitere Weg durch das Zwischenblech versperrt und sie bleiben somit im fertigen Zwischenguß eingeschlossen. Weit unangenehmer sind die Gasblaseneinschlüsse nach Abb. 39. Mit derartigen Gasblasen ist jede Übergangsstelle mehr oder weniger stark durchsetzt. Die Gegenwart solcher Hohlstellen wirkt sich auf die Gesamtfestigkeit sehr nachteilig aus, da an diesen Stellen der Materialzusammenhang fehlt. Hierzu kommt noch, daß an den Grenzen der Hohlräume sehr beträchtliche Spannungserhöhungen auftreten. Um eine weitgehende Entgasung zu erreichen, wäre ein mehrmaliges Erhitzen notwendig, das aber bei der Schienenschweißung praktisch nicht durchführbar ist.

Zu all den oben erwähnten Mängeln kommt noch der schroffe Unterschied im Gefügeaufbau (vergl. Abb. 36 und 37). Während die Schienen normales Zeilengefüge aufweisen, besitzt der Zwischenguß ausgesprochene Gußstruktur. Der Übergang von einem Gefüge zum anderen ist noch dazu durch Verunreinigungen aller Art gestört. Dem langsamen Abkühlungsvorgang nach der Schweißung entsprechend besteht das Gefüge in der Hauptsache aus Dentriten, die senkrecht zum Schienenquerschnitt angewachsen sind, also parallel zur Richtung des Wärmeabflusses. Da diese Erscheinung auch bei den sekundär geätzten Schliffen (siehe Abb. 21 und 22) bei makroskopischer Betrachtung ersichtlich ist, wurde sie als eine Folge der Stauchung, wie sie bei dem Blockschen Patentverfahren angewendet wird, bezeichnet. Ein Vergleich der Abb. 36 und 37 ergibt aber, daß diese Erscheinung bei der einfachen Zwischengußschweißung ohne Stauchung noch wesentlich stärker ausgebildet ist. Dieses scheinbare Bild der Verformung ist sonach auf die Abkühlungsvorgänge während der primären Kristallisation zurückzuführen. Außer anderen Faktoren üben die Abkühlungsgeschwindigkeit und die Richtung des Wärmeabflusses einen maßgebenden Einfluß auf die Ausbildungsform des Primärkristalles aus. Wie bereits früher gesagt, entstehen bei schneller Abkühlung Globuliten (kleinstes Primärkorn), meist am Rande, dagegen bei langsamer Abkühlung, besonders in der Mitte Tannenbaumkristalle oder Dentriten. Letztere entstehen hauptsächlich bei der Zwischengußschweißung, da hier die Abkühlung sehr langsam verläuft.

Wie oben schon erwähnt, ist die Abkühlungsrichtung für die Ausbildung von Dentriten von großer Bedeutung. Nach

Czochralski*) wachsen die primären Kristalle mit ihrer Hauptachse parallel zur Richtung des Wärmeflusses. Die Erscheinung selbst, also das Entstehen langer Kristalle, die senkrecht zu den abkühlenden Flächen wachsen, nannte Czochralski Transkristallisation. Sie ist dem Tiegelstahlfachmann sehr gut bekannt und unangenehm, da sie keine gute Eigenschaft für ein Gußstück ist. Meist wird Transkristallisation nur bei kleinen Blöcken beobachtet. In unserem Fall erfolgte der Wärmeabfluß senkrecht zu beiden Schienenquerschnitten. Durch die verhältnismäßig geringe Zwischengußbreite sind die beiden Kristallrichtungen aneinander geprallt und die Kristalle haben sich wieder mit ihrer Hauptachse parallel zur Abkühlungsrichtung entweder zum Schienenkopf oder -fuß eingestellt.

Nun ist aber die Tannenbaumstruktur nur durch eine langwierige Wärmebehandlung bei hohen Temperaturen zu beseitigen. Oberhoffer**) gibt sogar an, daß das gesamte Primärgefüge durch keinerlei Wärmebehandlung zum Verschwinden zu bringen sei. Dies beweisen auch unsere Glühversuche. Die in Abb. 36 dargestellte Zwischengußschweißung wurde normalgeglüht. Das Dentritengefüge ist unverändert erhalten geblieben. Es wäre vielleicht möglich, durch eine schnellere Abkühlung während der Erstarrung die Ausbildung der Dentriten etwas zu behindern, aber mit Rücksicht auf eine gute Entgasung ist eine langsame Abkühlung erwünscht.

Allgemein nimmt man an, daß das dentritische Kristallgebilde nur durch eine mechanische Bearbeitung verändert werden kann. Eingangs wurde schon erwähnt, daß das Fehlen einer kräftigen Durchschmiedung der Schweißstelle als Hauptmangel bezeichnet werden muß. Erst die Vereinigung einer mechanischen Bearbeitung mit einer Wärmebehandlung gibt dem Stahl jene guten Festigkeitseigenschaften, die wir von ihm erwarten. Deshalb werden auch Gasschmelzschweißungen, die sehr großen Beanspruchungen ausgesetzt sind, eingehämmert.

Eine Verbesserung in dieser Hinsicht läßt Abb. 37 erkennen, die eine Zwischengußschweißung mit Stauchung darstellt. Durch diese wurde eine größere Ausbildung der Dentriten unterbunden. Der Abstand der beiden Zeilengefüge ist wesentlich geringer als bei Abb. 36, aber immer noch breit genug, um die nachteiligen Folgen der Gußstruktur in Erscheinung treten zu lassen. Die Stauchung war also viel zu gering, um auf die mechanischen Eigenschaften einen erhöhenden Einfluß auszuüben. Jedenfalls ließen unsere Versuche eine Gütesteigerung nicht erkennen. Es wäre nicht ausgeschlossen, m. E. sogar wahrscheinlich, daß eine maschinelle Stauchung eher zum Ziele führen würde. Der Stauchdruck müßte derart hoch gewählt werden, daß zum mindesten Kopf und Fuß der beiden Schienenquerschnitte unmittelbar miteinander verschweißt werden können. Die Schweißverbindung würde dann im wesentlichen nur aus Schienenwerkstoff gebildet. Das Thermit wäre eigentlich nur mehr Wärmeträger und würde dann ausschließlich zum Erhitzen der beiden Schienenenden auf Schweißhitze dienen, eine Funktion, die bei der elektrischen Widerstandsschweißung der Strom übernimmt.

Die Stauchvorrichtung ließe sich vielleicht in der Weise durchbilden, daß die verlängerten Druckspindeln mit einer Stirnradübersetzung in Verbindung gebracht werden. Auf letztere hätte dann ein Motor mit dem nötigen Stauchdruck zu arbeiten, der nach einer bestimmten Stromaufnahme automatisch ausgeschaltet wird, ähnlich wie bei der beschriebenen Widerstandsschweißmaschine. Hierzu ist allerdings eine besondere Kraftquelle erforderlich, die die Einfachheit der Thermitschweißung ziemlich einschränken würde. Soll aber die Thermitschweißung höhere Festigkeiten, insbesondere gegen Schlagbeanspruchungen aufweisen, so kann dies nur durch eine mechanische Warmbearbeitung u. U. unter Anwendung von sehr großen Stauchdrücken erreicht werden, ähnlich wie dies bei der Widerstandsschweißung der Fall ist.

Unter Berücksichtigung aller aufgeführten Mängel, die durch das Herstellungsverfahren bedingt sind und mit denen in jedem Zwischenguß mehr oder weniger stets gerechnet werden muß, kommt man ohne weiteres zu der Erkenntnis, daß normalerweise auch von einwandfrei geschweißten Thermitstößen nicht die gleichen Festigkeitseigenschaften verlangt werden können, wie von ungeschweißten Schienen. Im geschweißten Stoß wird die Walzstruktur der Schienen durch ein unhomogenes Gußgefüge unterbrochen. Der Übergang erfolgt meist sehr schroff und die Homogenität ist an dieser Stelle durch Verunreinigung aller Art wie Gasblasen, Schlackeneinschlüsse, Seigerungen usw. ganz empfindlich gestört. Diese Fremdkörper liegen natürlich stets in der gefährlichen Richtung zur Beanspruchung. Die Übergangsstelle wird deshalb immer die schwächste Stelle der Schweißverbindung dieser Art bleiben. Es darf aber nicht vergessen werden, daß durch die Beseitigung des Schienenstoßes die Schlagwirkungen sehr stark verringert werden. In Schnellzugstrecken eingebaute, geschweißte Schienen haben nach mehrjähriger Liegedauer den Beweis geliefert, daß sie den Anforderungen des Betriebes voll gewachsen sind. Die bei geschweißten Schienen beobachteten Brüche sind oft nicht immer auf die obenerwähnten Mängel zurückzuführen. Wie unsere Versuche gezeigt haben, wird der weitaus größte Teil der Brüche durch Fehler verursacht, die in unsachgemäßer Ausführung infolge ungenügender Fachkenntnis der Arbeitskräfte begründet sind, also vermieden werden können. Auch die überaus starke Streuung der Versuchsergebnisse (vergl. Taf. 24 und 25) dürfte auf mangelhafte Ausführung zurückzuführen sein.

Typische Fehlschweißungen, die durch ungenügende Vorwärmung verursacht sind, zeigen Abb. 43 und 44. Im Steg und Fuß ist überhaupt keine Verbindung zustande gekommen, während sie im Kopf der Abb. 43 auch als sehr mangelhaft bezeichnet werden muß. Auch die starke Blasenbildung ist auf die niedrige Vorwärmung zurückzuführen. Es wird zweckmäßig sein, die für eine gute Schweißung günstigste Vorwärmtemperatur durch Versuche genau zu ermitteln. Eine Kontrolle der Temperatur mittels Pyrometer bei der Ausführung gibt dann Gewähr, daß derartige Fehlschweißungen in Zukunft vermieden werden. Voraussetzung ist aber natürlich immer, daß die verwendete Thermitmasse vorschriftsmäßiger Zusammensetzung und Beschaffenheit ist. Außerdem müssen hierzu wie überhaupt bei jeder Schweißung, sachkundige und zuverlässige Arbeitskräfte zur Verfügung stehen.

Die in Abb. 44 dargestellte Fehlschweißung (kombiniertes Verfahren) kann aber auch eine andere Ursache haben. Bei dieser Schweißung ist der Fuß mit einem sehr gasblasenhaltigen Wulst umgeben, während die Mitte des Steges nur ganz schwach verschmolzen ist, da an dieser Stelle die beiden Schienen vor der Schweißung etwas ausgespart werden, um einen Flammendurchgang beim Vorwärmen zu schaffen. Im Fuß selbst ist keinerlei Verbindung erfolgt. Wahrscheinlich war hier vor der Schweißung kein genügender Zwischenraum zwischen den beiden Schienen mehr vorhanden. Bei dem Schienenprofil F X (bayerische Form) beträgt normalerweise die Stärke des Zwischenbleches 4 mm. Nach Einlegen dieses Bleches werden die beiden Schienen etwas zusammengestaucht. Dabei zeigte sich, daß Steg und Fuß vollkommen geschlossen werden (vergl. Abb. 45). Beim Schweißvorgang wird das flüssige Thermiteisen die Oberfläche des Steges zwar aufschmelzen, aber nicht die beiden Schienen miteinander verschmelzen. Dagegen wird bei S 49 ein 6 mm starkes Zwischenblech verwendet, so daß hier auch bei übermäßiger Stauchung der

*) Z. d. V. D. I. 1917, 348.
**) Stahl und Eisen, 1916, S. 798.

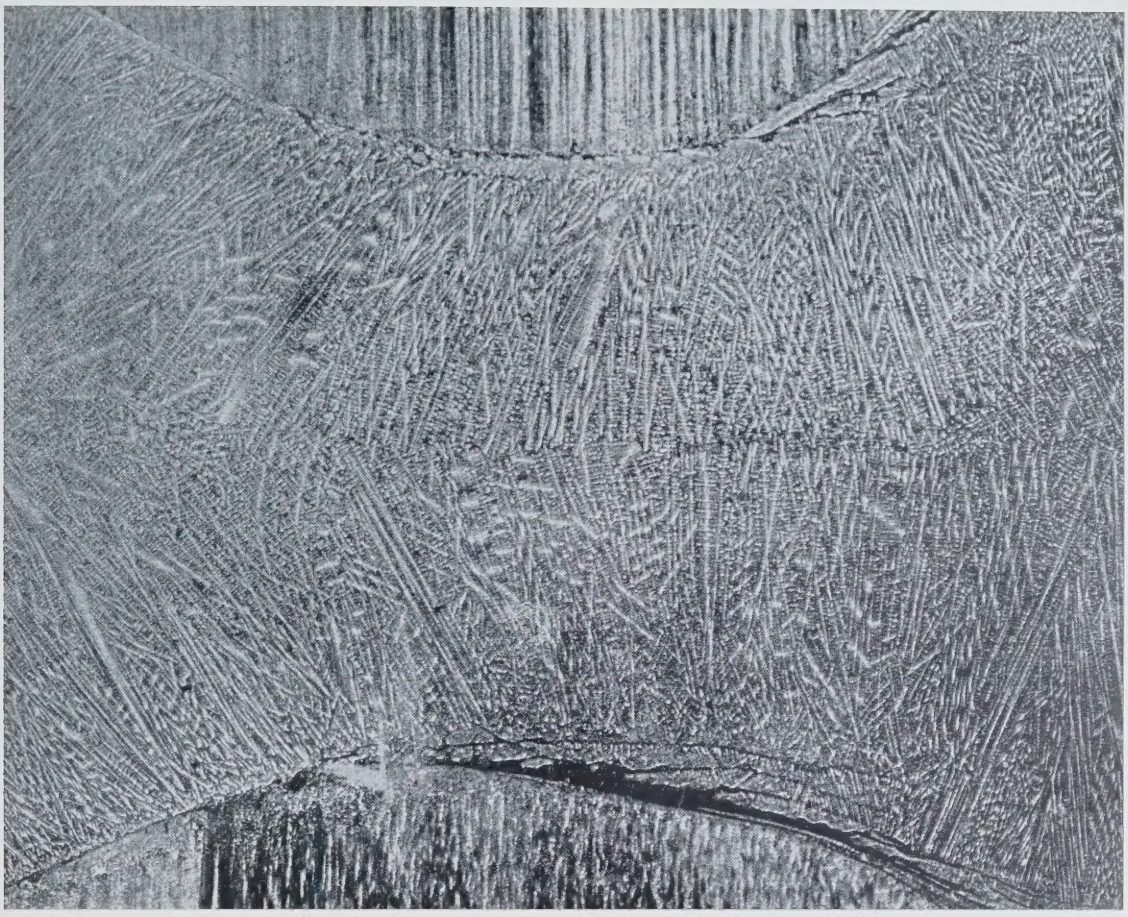


Abb. 36. Zwischengußschweißung ohne Stauchung, geglüht. Ätzung I, × 2,5.

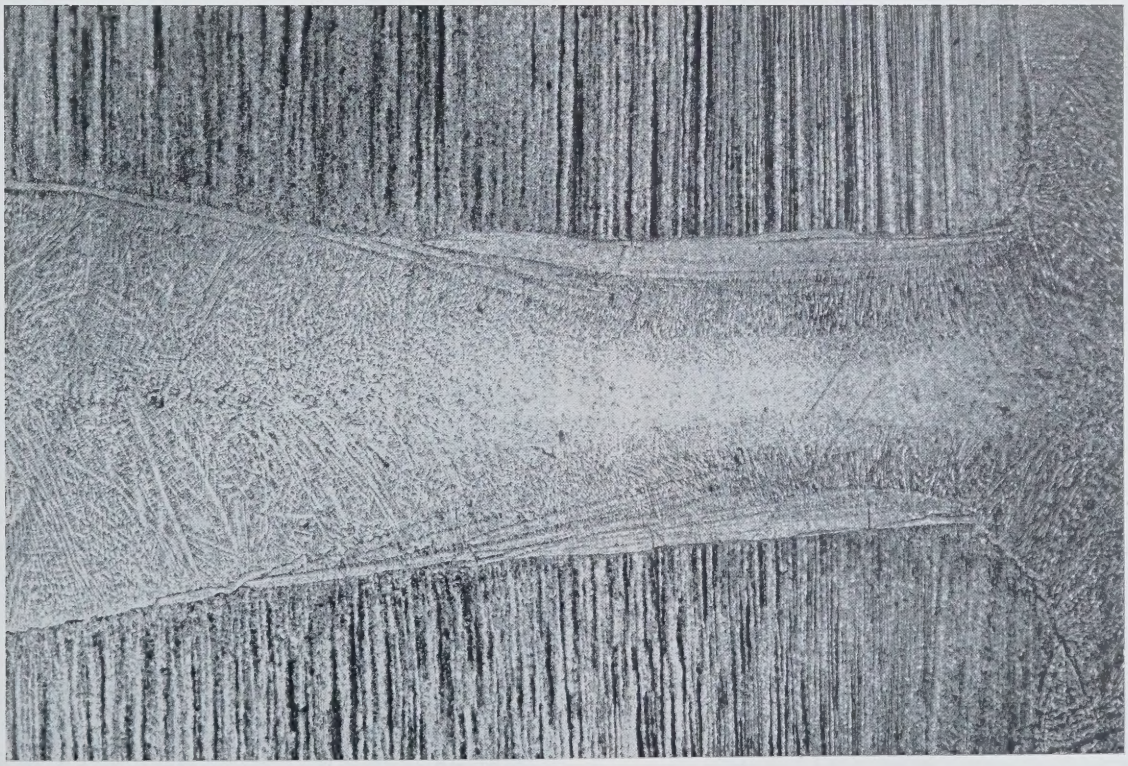


Abb. 37. Zwischengußschweißung mit Stauchung, ungeglüht. Ätzung I, × 2,5.

Abb. 38. Übergangsstelle aus Abb. 36 oder 37. Ätzung I, × 50.

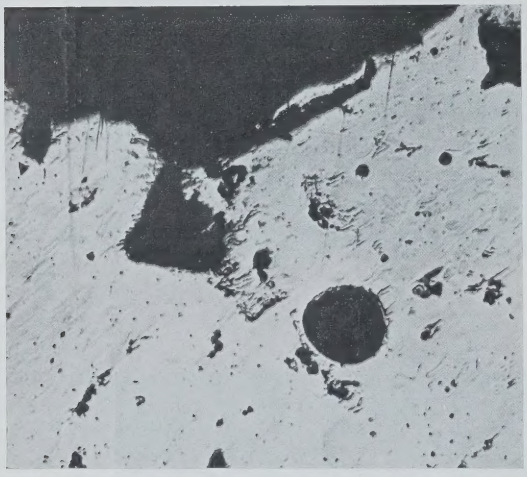


Abb. 39. Übergangsstelle aus Abb. 36 und 37. Ungeätzt. × 75.

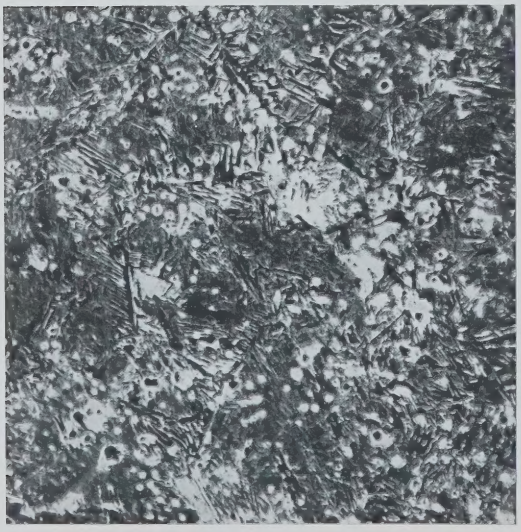


Abb. 40. Übergangsstelle aus Abb. 42. Ätzung I, × 50.

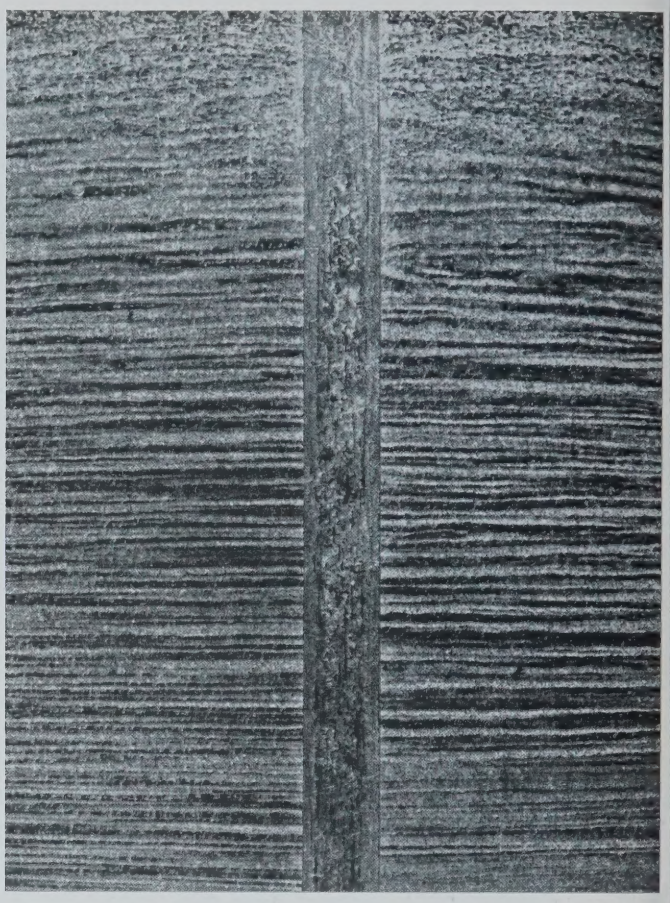


Abb. 41. Kombinierte Schweißung (Schienenkopf). Ätzung I × 5.

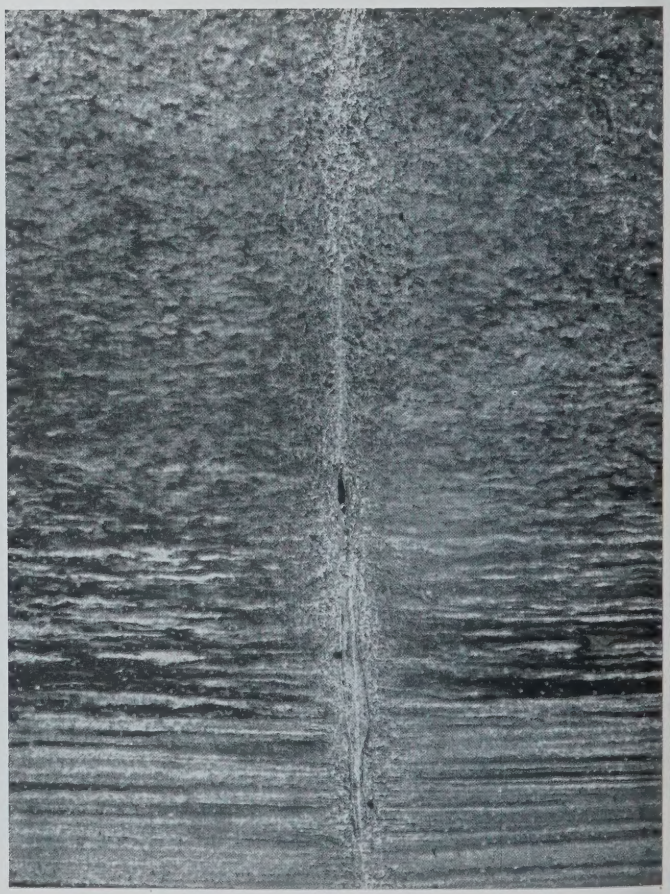


Abb. 42. Elektrische Widerstands-Abschmelzschweißung. Ätzung I, × 2,5.

das Zustandekommen eines Zwischengusses notwendige Spalt bestehen bleibt (vergl. Abb. 46 und Abb. 19 und 20). Durch Verstärkung des Schweißbleches ist solchen Fehlschweißungen sehr einfach vorzubeugen. Bekanntlich gelingt aber eine derartige Verbindung am besten bei einer Schweißblechstärke von höchstens 0,5 mm. Bei der kombinierten Schweißung

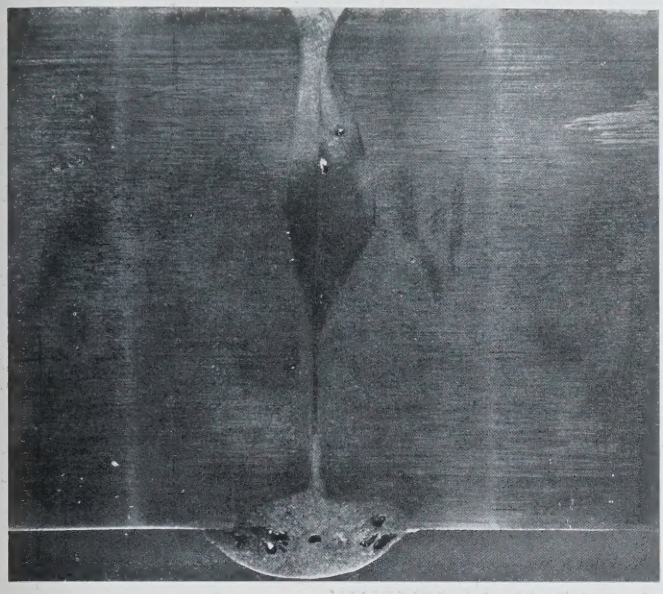


Abb. 43. Fehlschweißung durch ungenügende Vorwärmung (Zwischenguß mit Stauchung).

sind also zwei Verfahren vereinigt, die entgegengesetzte Bedingungen verlangen. Der Zwischenguß erfordert einen Mindestabstand der beiden Schienenquerschnitte, die Stumpfschweißung ein nicht zu breites Zwischenblech. Bereits bei 6 mm Stärke des Zwischenbleches tritt der Unterschied in der Richtung der Zeilenstruktur so stark in Erscheinung, daß

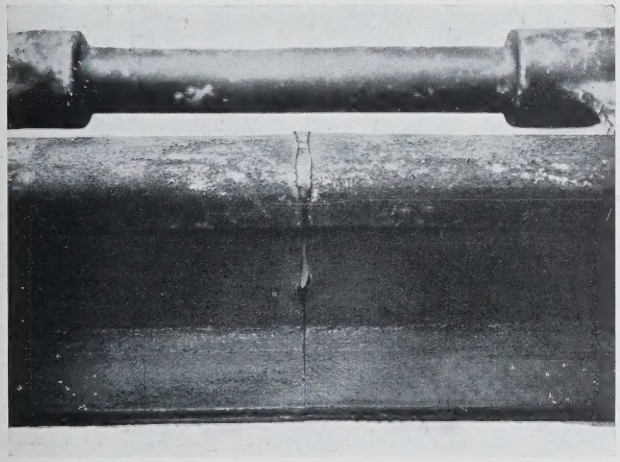


Abb. 45. Ein Stoß auf diese Art vorbereitet führt zur Fehlschweißung, da keine Schweißlücke im Steg und Fuß vorhanden. (Schienenform Bay. X).

überhaupt keine Verbindung mehr zustande kommt, wie Abb. 41 erkennen läßt. Die Faser liegt dann meist in der gefährlichen Richtung, was auch der größte Teil der Brüche von Probestäben (vergl. Abb. 33 bis 35, Stumpf- und kombinierte Schweißung) beweist. Demnach müßte also ein Schweißblech verwendet werden, dessen Primärzeile parallel zu der Schiene läuft. Der Idealfall einer Schweißverbindung wird aber auch dann nicht eintreten, da ja die mechanische Durcharbeitung der Schweißstelle immer noch fehlt. Trotzdem kann bei genügender Vorsicht und fachgemäßer Ausführung mit Hilfe der Thermitschweißung eine Verbindung von gleichmäßiger Güte erreicht werden, die, von Ausnahmefällen abgesehen, im allgemeinen den Anforderungen gerecht wird.

Bei der elektrischen Schweißung liegen noch zu wenig Erfahrungen vor, um ein abschließendes Urteil abgeben zu

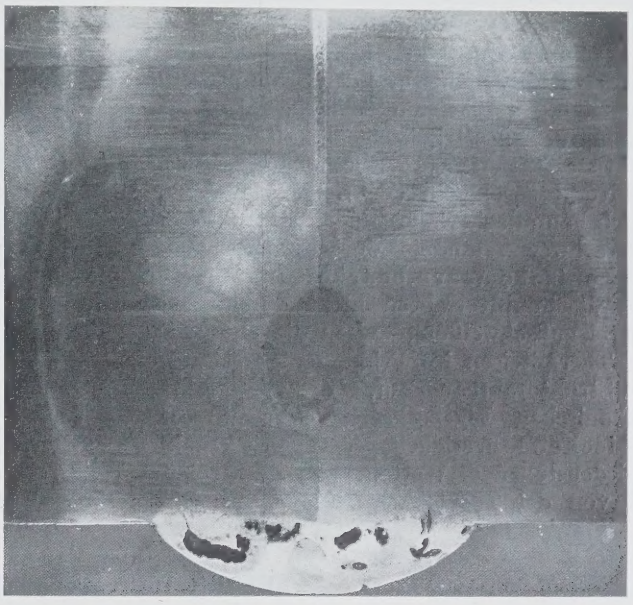


Abb. 44. Fehlschweißung durch ungenügende Vorwärmung und infolge Fehlens der Schweißlücke im Steeg und Fuß. (Kombinierte Schweißung).

können. Vorerst müssen die Fertigkeitswerte noch als sehr niedrig, zum Teil als ungenügend, bezeichnet werden, obgleich aus einigen Proben zu erkennen ist, daß mit der Widerstandsschweißung, eine gute Ausführung vorausgesetzt, wesentlich

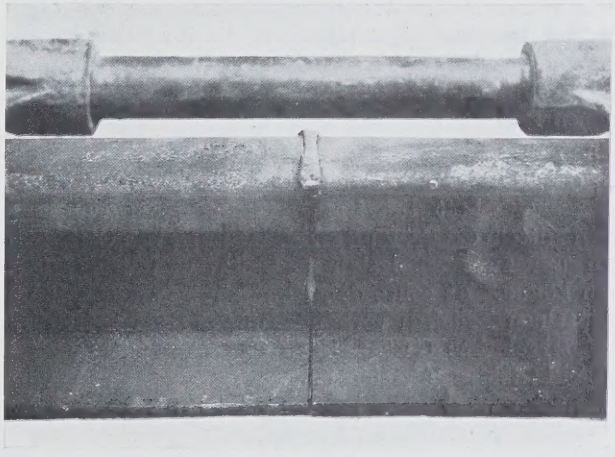


Abb. 46. Richtig vorbereiteter Stoß. (Schienenform S 49).

höhere Zähigkeitswerte erreicht werden können als mit der Thermitschweißung. Unsere Versuche haben gezeigt, daß bei den meisten Stößen die Stauchung unzureichend war, wie überhaupt bei der Widerstandsschweißung die Güte der Verbindung in der Hauptachse von der Stauchung abhängt. Abb. 40 gibt eine Schweißstelle aus Abb. 42 in 50facher Vergrößerung, primär geätzt, wieder. Auch hier ist eine, wenn auch schwache Dentritenbildung festzustellen. Ferner ist die Übergangsstelle mit Schlacken und Gasblasen, sowie Seigerungsstellen durchsetzt. In erster Linie müssen also durch Anwendung eines

genügend großen Stauchdruckes sämtliche Hohlräume verschweißt und die Verunreinigungen herausgepreßt werden. In diesem Fall wäre die größte Annäherung an das Ziel einer Schienenverbindung erreicht.

### Zusammenfassung.

Die bisherigen Schienenschweißverfahren stellen noch keine nach allen Richtungen befriedigende Lösung dar.

Die nachträgliche Glühbehandlung bringt wohl eine durchgehende Kornverfeinerung des Sekundärgefüges der durch die Schweißung überhitzten Schiene, aber keine wesentliche Erhöhung der Festigkeitseigenschaften. Bei vollständiger Umkristallisation des Zwischengusses wird eine schwache Kornvergrößerung in der Schiene nicht zu umgehen sein, jedoch kann das Primärgefüge, wie unsere Versuche bewiesen, sehr schwer verändert werden. Dies ist nur durch eine mechanische Warmbearbeitung möglich, die aber beim Thermitschweißverfahren nicht durchführbar ist. Bei der Schmelzgußschweißung weisen die Grenzflächen von Schiene und Thermiteisen im Primärgefüge sehr große Unterschiede im Strukturaufbau auf, demzufolge müssen auch die mechanischen Eigenschaften sehr verschieden sein. Die statischen Festigkeitsprüfungen ergaben einigermaßen zufriedenstellende Werte. Dagegen zeigten die Versuche, daß von der Thermitschweißung nur sehr geringe Formänderungsfähigkeit verlangt werden kann. Ein Teil der unbefriedigenden Ergebnisse ist auf Fehlschweißungen zurückzuführen.

Die elektrisch geschweißten Stöße ergaben teilweise ebenfalls geringe Festigkeitswerte, was ausschließlich auf ungenügende Stauchung zurückzuführen ist. Sollte es der Widerstandsschweißung gelingen, durch Anwendung genügend großer Stauchdrücke eine homogene Schweißverbindung zu erzielen, so kann sie ohne Bedenken als bestes Schienenschweißverfahren bezeichnet werden. Vorerst wird aber seine Anwendung nur auf die Werkstätten beschränkt bleiben zum Zusammenschweißen von Schienen von nicht allzu großer Länge. An der Strecke wird die Anwendung wegen des Transportes der dazu benötigten Maschinen noch zu große Schwierigkeiten machen.

Am Schluß der Untersuchungen fühle ich mich verpflichtet, allen jenen, die die Arbeit gefördert haben, insbesondere Herrn Direktor Gollwitzer und Herrn Reichsbahnrat Dr. Ing. Berchtenbreiter, München, der die Festigkeitsprüfungen durchführte, meinen besten Dank auszusprechen. Auch will ich nicht unterlassen, an dieser Stelle insbesondere Herrn Dr. Ing. von Schwartz, München, sowie Herrn Dr. Ing. Goldmann, Pasing bei München, die mir in entgegenkommender Weise mehrere Mikrobilder anfertigten, bestens zu danken.

## Prüfung und Bewertung von Gleisbettungsstoffen.

Von Reichsbahnoberrat **Stübel**, Kassel.

Angesichts der für Bettungserneuerungen jährlich von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft aufzuwendenden großen Kosten von schätzungsweise 50 Millionen *RM* (Beschaffungs-, Beförderungs- und Einbaukosten) ist es von großer wirtschaftlicher Bedeutung, durch geeignete Maßnahmen für eine möglichst lange Lebensdauer der Bettung zu sorgen. Dazu gehört in erster Linie, daß nur solche Bettungsstoffe verwendet werden, die gegen die einwirkenden Kräfte möglichst widerstandsfähig, also dauerhaft sind. Wenn trotzdem bisher der Güte der Bettungsstoffe noch nicht allgemein die ihr zukommende Beachtung geschenkt worden ist, so ist der Grund darin zu suchen, daß sichere Anhaltspunkte für die Beurteilung der Eignung von Gesteinen zur Gleisbettung fehlten.

In dieser Erkenntnis hat die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft vor 3½ Jahren eine Arbeitsgemeinschaft beauftragt, festzustellen, wie und mit welchen Mitteln die Prüfung und Bewertung von Gleisbettungsstoffen am zweckmäßigsten und einwandfrei durchgeführt werden könne. Es sollte dabei angestrebt werden, für die in den einzelnen Brüchen vorhandenen Gesteine auf Grund der Prüfungsergebnisse Gütezahlen festzustellen, um bei Wirtschaftlichkeitsberechnungen, z. B. zum Vergleich von Angeboten, den Wert eines jeden Gesteins für Bettungszwecke zahlenmäßig beurteilen zu können.

Diese Arbeitsgemeinschaft, die aus den Vizepräsidenten Senst (Reichsbahndirektion Erfurt) und Eickemeyer (Reichsbahndirektion Ludwigshafen) sowie dem Verfasser bestand, hat ihre Arbeit nunmehr abgeschlossen. Auf ihren Vorschlag hat sich die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft veranlaßt gesehen, eine eigene Gesteinsprüfstelle bei der Reichsbahndirektion Kassel einzurichten. Diese Prüfstelle, die mit einem Geologen und einem technischen Prüfbeamten besetzt ist, wird künftig von Zeit zu Zeit Proben aus allen für die Reichsbahn liefernden Steinbrüchen nach den aufgestellten Richtlinien prüfen und den Beschaffungsdirektionen darüber Gutachten erstatten. Diese Richtlinien sehen eine Prüfung der Wetterbeständigkeit und der Festigkeit der Gesteine vor.

Die Wetterbeständigkeit wird nach den vom Deutschen Verband für die Materialprüfungen der Technik (DVM) genormten Prüfverfahren geprüft und zwar:

durch eine petrographische Untersuchung nach DIN DVM 2101;

durch eine Untersuchung der Frostbeständigkeit nach DIN DVM 2104 und

durch eine Untersuchung auf Sonnenbrand bei allen Basalten. Durch diese Untersuchungen soll gewährleistet werden, daß nur genügend wetterbeständige Gesteine verwendet werden.

Die Prüfung der Festigkeit sowie die Bewertung der Gesteine erfolgt dagegen nach neuen Gesichtspunkten, die der Eigenart der Beanspruchung der Bettungsstoffe Rechnung tragen.

Aus den vielseitigen Anfragen zu schließen, besteht bei der Steinindustrie und auch bei den Materialprüfungsanstalten der rege Wunsch, näheres über die Art dieser Prüfung und der Bewertung der Gleisbettungsstoffe zu erfahren. Es soll daher die folgende Abhandlung soweit wie möglich darüber Aufschluß geben. Vor der Erörterung des von der Reichsbahn jetzt eingeführten Prüfverfahrens erscheint es erforderlich, zunächst über die früher von verschiedenen Seiten für die Prüfung der Festigkeit von Gleisbettungsstoffen gemachten Vorschläge einen Überblick zu geben.

1. Eisenbahndirektor Schubert hat wohl als erster vor 40 Jahren sehr beachtenswerte Versuche nach dieser Richtung hin vorgenommen und darüber in der „Zeitschrift für Bauwesen", Jahrgang 1896, Seite 79 und 1897, Seite 207 berichtet. In einem eisernen Kasten wurde ein Schwellenstück eingebettet und mehrmals mit der Stopfhacke von Hand gestopft. Die Raummengen des hierbei zerkleinerten Bettungsstoffes von 0 bis 12 mm Durchmesser, von 0 bis 2 mm Durchmesser und von 0 bis ¾ mm Durchmesser, bezogen auf die Anzahl der Stopfschläge, dienten zum Vergleich der Haltbarkeit verschiedenartiger Bettungsstoffe. Das Ergebnis dieser Versuche war folgendes:

| Gesteinsart | Anzahl der Stopfschläge, die entfielen auf 1 l zerkleinerten Bettungsstoff der Korngröße von | | |
|---|---|---|---|
| | 0 bis 12 mm | 0 bis 2 mm | 0 bis $^3/_4$ mm |
| Basalt . . . . . | 185 | 422 | 676 |
| Grauwacke . . . . . | 240 | 444 | 606 |
| Granit . . . . . | 105 | 175 | 249 |
| Diorit . . . . . | 84 | 245 | 364 |
| Quarzit . . . . . | 141 | 322 | 434 |
| Hochofenschlacke . . . | 99 | 158 | 208 |

Diese Ergebnisse lassen die großen Unterschiede in der Haltbarkeit verschiedener Gesteine vergleichsweise erkennen; sie können selbstverständlich nicht als Durchschnittswerte für die angegebenen Gesteinsarten gelten, da Schubert von jeder Gesteinsart nur ein Gestein geprüft hat. Immerhin sind die Schubertschen Ergebnisse wertvoll, weil die Versuche unter Verhältnissen ausgeführt wurden, die sich der tatsächlichen Beanspruchung der Bettungsstoffe stark nähern. Auch bieten diese Ergebnisse wenigstens die Möglichkeit einer wenn auch nicht ganz einwandfreien Wertberechnung. Nach den obigen Versuchsergebnissen steht nämlich die Dauerhaftigkeit der geprüften Gesteine in folgendem Verhältnis, wenn die Haltbarkeit des Basaltes = 100 gesetzt wird:

| Gesteinsart | Verhältniszahlen für die Dauerhaftigkeit | | | Mittel |
|---|---|---|---|---|
| Basalt . . . . . | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Grauwacke . . . . . | 130 | 105 | 90 | 108 |
| Granit . . . . . | 57 | 42 | 37 | 44 |
| Diorit . . . . . | 45 | 58 | 54 | 52 |
| Quarzit . . . . . | 76 | 76 | 64 | 72 |
| Hochofenschlacke . . . | 53 | 37 | 31 | 40 |

Ähnliche Stopfversuche hat in neuerer Zeit auch Prof. Dr. Ing. Pirath, Stuttgart, in Betriebsgleisen vorgenommen (siehe „Verkehrstechnische Woche", Heft 20/1928). Leider hat er bisher nur die beim Stopfen mit Schotter aus verschiedenen Gesteinsarten anfallenden Trümmermengen angegeben, ohne sich darüber auszusprechen, welche Schlüsse man aus diesen Ergebnissen auf die Dauerhaftigkeit der einzelnen Gesteine ziehen muß. Ich werde auf diese Versuche später noch zurückkommen.

So wertvoll solche Versuche zur Erkenntnis der Eignung von Gesteinen für Bettungszwecke auch sind, so können sie begreiflicherweise doch eine maschinelle Festigkeitsprüfung der Gesteine nicht ersetzen.

2. Professor Rudloff hat 1897 erstmalig versucht, Bettungsstoffe auch maschinell in der Form zu prüfen, in der sie verwandt werden. Die Versuche erstreckten sich auf die Feststellung der Widerstandsfähigkeit

a) gegen den Schlag mit der Stopfhacke,
b) gegen stoßweise wirkenden Druck und
c) gegen stetig gesteigerten Druck.

Bei der Prüfung a) wurde der in einen Holzkasten eingebrachte Schotter (5 kg) unter einem Fallwerk mit 800 Schlägen eines 9,6 kg schweren Bären in Form des Beschlages einer Stopfhacke zertrümmert (Schlagarbeit = 1656 mkg).

Die Prüfung b) erfolgte in gleicher Weise, jedoch mit 2500 Schlägen eines Fallbären, der eine größere Aufschlagfläche und ein Gewicht von 15 kg hatte (Schlagarbeit = = 7925 mkg).

Bei der Prüfung c) wurde der Schotter in einen eisernen Hohlzylinder von 12 cm Durchmesser i. L. 10 cm hoch eingerüttelt und mit einem Stempel bei einem Druck bis zu 20000 kg zerdrückt.

Bei allen drei Prüfungen wurden alsdann die Trümmermengen in den verschiedenen Korngrößen durch Absiebung auf mehreren Sieben festgestellt. Einen Maßstab für die Widerstandsfähigkeit der Gesteine sollte ergeben:

die Menge des übriggebliebenen Schotters und
„ „ „ angefallenen Gruses (0 bis 6 mm Durchmesser).

Nähere Einzelheiten über diese Prüfungen sowie ihre Ergebnisse und Auswertung sind aus den „Mitteilungen der Technischen Versuchsanstalten", Jahrgang 1897, Seite 279 bis 321, ferner aus einem Aufsatz von Prof. Burchartz und Dipl.-Ing. Saenger im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens", Heft 16, 1927, zu ersehen. Ich sehe daher davon ab, hier noch näher darauf einzugehen, möchte aber noch auf folgendes hinweisen:

Bei der Prüfung a) und b) sind die Absplitterungen am Schotter trotz der vielen Schläge wegen des zu leichten Bärgewichtes zu gering und scheinen auch von Zufälligkeiten zu sehr abhängig zu sein. Es können daher aus den Ergebnissen keine einwandfreien Vergleichswerte für die Widerstandsfähigkeit der Gesteine gewonnen werden.

Dagegen ist dies bei der Prüfung c) bei Verwendung eines größeren Preßzylinders und einer größeren Probemenge (etwa 3 l) sowie bei zweckmäßiger Auswertung*) der Ergebnisse wohl möglich, so daß diese Prüfung einen guten Ersatz für die teure Druckprüfung an Würfeln darstellt.

3. Die Amerikaner A. T. Goldbeck und F. M. Jacksen haben auf dem 6. Kongreß des „Internationalen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik" 1912 in New York vorgeschlagen, die Bettungsstoffe nach den Verfahren für Straßenschotter zu prüfen und zwar:

auf Härte
auf Widerstand gegen Abnutzung und
auf Zähigkeit.

Zur Prüfung der Härte diente die Schleifscheibe nach Dorry**). Der Gewichtsverlust G der zylindrischen Probekörper nach 1000 Umdrehungen ergab den Härtegrad H nach der Formel: $H = 20 - {}^1/_3\,G$.

Zur Prüfung des Widerstandes gegen Abnutzung wurden 5 kg Schotter in der Deval-Trommel**) etwa eine halbe Stunde gekollert. Die dabei abgeriebene Menge von 0 bis 1,6 mm Korngröße in % des Gesamtgewichts stellte die Abnutzungszahl dar, zu der die Widerstandsfähigkeit im umgekehrten Verhältnis steht.

Zur Prüfung der Zähigkeit diente das Fallwerk von Page***) mit einem 2 kg schweren Hammer. Die Fallhöhe betrug beim ersten Schlag 1 cm und wurde bei jedem folgenden Schlag um 1 cm erhöht. Die Anzahl der zur Zerstörung der zylindrischen Probekörper (25 mm Durchmesser) erforderlichen Schläge ergab den Maßstab für die Zähigkeit.

Die nach diesen Verfahren an etwa 1500 Gesteinen vorgenommenen Prüfungen hatten folgendes Durchschnittsergebnis:

*) Die Prüfungsergebnisse müßten m. E. in derselben Weise ausgewertet werden, wie später bei dem Zähigkeitsprüfverfahren der Reichsbahn angegeben ist.

**) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Band 70 (1926) Heft Nr. 42, Seite 1371 und 1372.

***) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band 70 (1926) Heft Nr. 42, Seite 1371 und 1372.

| Gesteinsart | Anzahl der Prüfungen | Härte | Abnutzung % | Zähigkeit |
|---|---|---|---|---|
| Basalt | 150 | 17,3 | 2,9 | 18 |
| Kalkstein | 550 | 14,4 | 5,2 | 8 |
| Sandstein | 250 | 15,0 | 5,7 | 12 |
| Granit | 150 | 18,5 | 4,5 | 12 |
| Andesit | 50 | 17,1 | 3,8 | 18 |
| Diabas | 130 | 17,7 | 2,7 | 20 |
| Diorit | 15 | 18,2 | 3,3 | 16 |
| Gabbro | 25 | 17,8 | 3,0 | 15 |

Auch aus diesen Ergebnissen lassen sich für die einzelnen Eigenschaften der Gesteine annähernd richtige Wertzahlen errechnen. Setzt man die Werte beim Basalt = 100, so stehen die Durchschnittsfestigkeiten der untersuchten Gesteine in folgendem Verhältnis:

| Gesteinsart | Verhältniszahlen für Härte | Widerstand gegen Abnutzung | Zähigkeit |
|---|---|---|---|
| Basalt | 100 | 100 | 100 |
| Kalkstein | 83 | 55 | 44 |
| Sandstein | 86 | 51 | 67 |
| Granit | 107 | 64 | 67 |
| Andesit | 99 | 75 | 100 |
| Diabas | 102 | 107 | 111 |
| Diorit | 105 | 88 | 90 |
| Gabbro | 103 | 97 | 83 |

Beachtenswert ist hierbei, welche großen Unterschiede die Werte für die Härte und die Zähigkeit aufweisen. Es ist daraus zu erkennen, von welcher Bedeutung es für die richtige Beurteilung der Eignung von Gesteinen für einen bestimmten Verwendungszweck ist, daß nur die hierfür ausschlaggebenden Eigenschaften bei der Wertbemessung berücksichtigt werden.

4. Professor Otto Ammann hat in der „Festschrift zur Jahrhundertfeier der Technischen Hochschule Karlsruhe" 1925 vorgeschlagen, Bettungsstoffe zu prüfen auf:

Druckfestigkeit (an Würfeln);

Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung (mit dem Sandstrahlgebläse an zylindrischen Probekörpern);

Schlagfestigkeit.

Zur Ermittlung der Schlagfestigkeit wurden vorgenommen:

Bohrversuche mit einem 15 kg schweren Flottmannschen Bohrhammer und

eine besondere Stampfprobe, bei der der Probeschotter in einen eisernen Kasten mit einem Preßlufthammer eingestampft wurde.

Hierbei sollte als Maßstab für die Schlagfestigkeit verschiedener Gesteine gelten das Verhältnis der Stampfarbeit zu

der Hohlraumverminderung des Schotters,

der Menge des noch brauchbaren Schotters über 25 mm Durchmesser und zu

der Staubmenge unter 3 mm Durchmesser.

Auf Grund der Ergebnisse dieser Prüfungen an drei Gesteinen (Porphyr, Granit und Kalkstein) hat Professor Ammann für ihre Festigkeiten nachstehende Verhältniszahlen ermittelt (die Werte des Porphyr = 100 gesetzt):

| | Porphyr | Granit | Kalkste |
|---|---|---|---|
| Druckfestigkeit | 100 | 81 | 32 |
| Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung | 100 | 96 | 41 |
| Schlagfestigkeit, ermittelt durch: | | | |
| Bohrversuche | 100 | 100 | 40 |
| Stampfproben und zwar beurteilt nach: | | | |
| der Hohlraumverminderung | 100 | 106 | 47 |
| der Menge des guten Schotters | 100 | 194 | 55 |
| der Staubmenge | 100 | 137 | 68 |

Damit hat Professor Ammann anerkennenswerter Weise wohl als erster versucht, auf Grund von Prüfungsergebnissen eine zahlenmäßige Bewertung von Bettungsstoffen einzuführen. Man vermißt jedoch bei seinen Vorschlägen einen Hinweis darauf, in welchem Verhältnis die von ihm für die einzelnen Gesteinseigenschaften errechneten Wertzahlen bei der B wertung der Bettungsstoffe in Betracht gezogen werden solle Die am Schlusse seiner Ausführungen angegebene mehr gefühl mäßige Bewertung erscheint m. E. nicht hinreichend, um dara die von ihm beabsichtigte Preisbemessung zu gründen. Auch d Auswertung der vorgeschlagenen Stampfprobe nach dr Gesichtspunkten ergibt so sehr voneinander abweichende Ve hältniszahlen, daß daraus eine Wertzahl für die Schlagfestigke kaum zu ermitteln ist.

5. Professor Burchartz und Dipl.-Ing. Saenger halte in ihrem Aufsatz über „Versuche mit Hochofenstückschlack als Gleisbettungsstoff" im „Organ für die Fortschritte d Eisenbahnwesens", Heft 16, 1927, auf Grund ihrer Versuche i Staatlichen Materialprüfungsamt Berlin-Dahlem folgend Prüfungen für Bettungsstoffe am zweckmäßigsten:

Prüfung auf Druckfestigkeit nach dem Rudloffschen Ve fahren,

Prüfung auf Kanten- und Stoßfestigkeit mit einer Tromm (siehe DIN DVM 2106) als Ersatz für die Zähigkeitsprüfun

Dieser Vorschlag beschränkt sich darauf, für die Ze trümmerung und Abnutzung des Schotters bei diesen Prüfunge zulässige Grenzwerte zu ermitteln, um unbrauchbare Stoff auszuscheiden. Es wird aber darauf verzichtet, aus de Prüfungsergebnissen Wertzahlen für die Widerstandsfähigke der Gesteine zu gewinnen. Im übrigen erscheint es mir nich angängig, den Trommelversuch als Ersatz für die Zähigkeits prüfung anzusehen, weil die Beanspruchung des Schotters bei Kollern in der Trommel vorzugsweise auf Abschleifen ode Abnutzung gerichtet ist, während die Schlag- oder Stoß beanspruchung selbst bei Verwendung von Stahlkugeln nu sehr gering ist. Es erweist sich daher ein sehr hartes, dabei abe sprödes Gestein bei dieser Prüfung besser als ein weicheres un zähes Gestein. Auch bei der Normung ist wohl aus ähnliche Überlegungen dieser Versuch nicht mehr wie bisher als Prüfun auf „Kanten und Stoßfestigkeit" angesehen worden, sonder nur als „Kantenfestigkeitsprüfung" (vergl. DIN DVM 2106 Aber auch diese Bezeichnung halte ich nicht für sehr glücklich da die Kanten von Schotterstücken ebenso auf Druck wie au Schlag oder Abschleifen beansprucht werden können. Die Be zeichnung „Kantenfestigkeit" ist daher kein eindeutiger Be griff. M. E. sollte man überhaupt keine Prüfungen anwende die wie z. B. der Trommelversuch mehrere Eigenschaften de zu prüfenden Gesteins vermengen. Vielmehr sollte angestreb werden, jede für einen bestimmten Verwendungszweck wichtig technische Eigenschaft eines Baustoffes herauszuschälen un möglichst rein und unverfälscht zu prüfen. Übrigens läßt sic aus den Ergebnissen der Trommelprüfung auch für die so genannte Kantenfestigkeit eine Wertzahl nicht gewinne Diese Möglichkeit sollte m. E. aber bei allen Prüfungen an gestrebt werden.

---

Die meisten der angeführten Vorschläge halten für Gleis bettungsstoffe eine Prüfung auf Druckfestigkeit, Härte

Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung und auf Schlagfestigkeit (Zähigkeit) für notwendig. Diese Auffassung ist wohl darauf zurückzuführen, daß für Gleisschotter eine dem Straßenschotter gleichartige Beanspruchung auf Druck, Reibung und Stoß vorausgesetzt wurde. Von diesen Prüfungen hat die auf Schlagfestigkeit, also auf Zähigkeit bisher wenig Eingang in die Praxis gefunden, weil wohl dieser Prüfung keine große Bedeutung beigemessen wurde und noch kein einheitliches Prüfverfahren gefunden war. Infolgedessen hat sich die Prüfung von Gleisbettungsstoffen bisher meist auf die Feststellung der Druckfestigkeit, Härte oder Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung beschränkt. Es finden sich daher in den Prüfungszeugnissen der Materialprüfungsämter nur selten Werte für die Zähigkeit der Gesteine. Dies hat dazu geführt, daß in der Praxis bei der Beurteilung von Gesteinen auf ihre Eignung für Bettungszwecke die Zähigkeit meist ganz außer Betracht gelassen wurde. Daß aber gerade hierin eine vollständige Verkennung der an Gleisbettungsstoffe zu stellenden Anforderungen lag, beweisen folgende Darlegungen:

Die Druckfestigkeit spielt für Gleisbettungsstoffe keine allzu große Rolle, weil der Druck der Verkehrslasten unter den

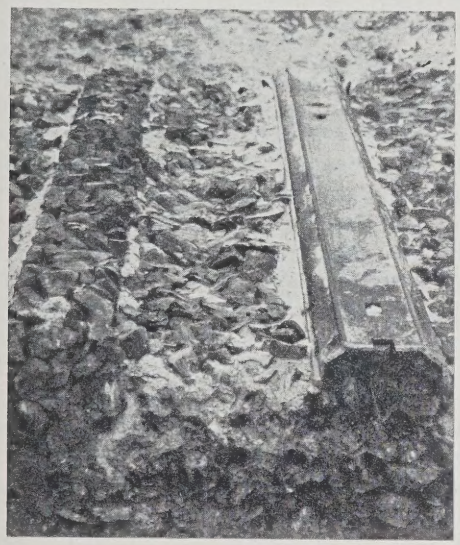


Abb. 1.
Geringe Abnutzung des Schotters durch den Druck der Schwellen.

Schwellen so gering ist, daß ihm alle Gesteine mit einer Druckfestigkeit über 1500 kg/cm² genügend Widerstand bieten. Zum Beweise dafür möchte ich nur darauf hinweisen, daß man beim Aufnehmen der Schwellen die Schottersteine, die unmittelbar als Auflager gedient haben, trotz Jahrzehnte langer Lagerung noch unversehrt vorfindet (siehe Abb. 1). Da somit eine Druckfestigkeit über 1500 kg/cm² in der Bettung nicht ausgenutzt wird, bedeutet eine Steigerung der Druckfestigkeit über dieses Maß hinaus keinen Wertzuwachs mehr für die Eignung eines Gesteins für Bettungszwecke. Bei der Feststellung von Gütezahlen für Gleisbettungsstoffe kann daher die Druckfestigkeit außer Betracht bleiben, da Gesteine mit einer Druckfestigkeit unter 1500 kg/cm² ohnehin für die Gleisbettung nicht verwendbar sind.

Noch weniger wichtig ist für Gleisbettungsstoffe die Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung und die Härte der Gesteine, da die Bettungsstoffe auf Reibung oder Abschleifen nicht beansprucht werden. Diese Eigenschaften scheiden daher für die Prüfung und Bewertung der Bettungsstoffe vollständig aus.

Die Schlagfestigkeit (Zähigkeit) der Gesteine ist dagegen für ihre Eignung zur Gleisbettung von ausschlaggebender Bedeutung, da die Bettungsstoffe durch die Schlagwirkungen beim Stopfen außerordentlich stark beansprucht werden. Dieser Beanspruchung bietet kein Gestein einen genügenden Widerstand. Vielmehr wird jedes Gestein durch die Stopfschläge mehr oder weniger zu Splitt, Grus und Staub zertrümmert. Wie Versuche ergeben haben, beträgt diese Trümmermenge bei einer Stopfung je nach der Schlagfestigkeit des verwendeten Gesteins bis zu 5%. Eine Bettung kann daher bei Verwendung wenig schlagfesten Gesteins schon nach zehnmaligem Stopfen unbrauchbar werden, da sie bei einem Anfall von etwa 50% Splitt, Grus und Staub nicht mehr wasserdurchlässig ist. Am schnellsten wird die Bettung an den Schienenstößen zerstört, weil die Stoßschwellen öfter und stärker gestopft werden müssen als die Mittelschwellen. Diese Zerstörung der Bettung beim Stopfen kann selbstverständlich durch die Einwirkung der Witterung noch unterstützt und schneller befördert werden, wenn das verwendete Gestein nicht wetterbeständig ist. Da jedoch nach den früheren Darlegungen nicht genügend wetterbeständige Gesteine von der Verwendung unbedingt ausgeschlossen werden, so kann man wohl sagen, daß die Lebensdauer der Gleisbettungsstoffe lediglich von ihrer Schlagfestigkeit abhängig ist. Die Eignung der Gesteine für Gleisbettungszwecke kann somit ausschließlich nach dem Grade ihrer Schlagfestigkeit, also ihrer Zähigkeit bewertet werden. Bei dieser Bewertung wird man zweckmäßig immer von dem Prüfungsergebnis eines bestimmten Gesteins, das als Normengestein die Gütezahl 100 erhalten hat, ausgehen. Man braucht also für jedes andere Gestein nur das Verhältnis seiner Zähigkeit zu der des Normengesteins zu ermitteln, um die Gütezahl für das betreffende Gestein zu erhalten.

Bei der Bedeutung, die hiernach der Zähigkeitsprüfung für die Bewertung von Gleisbettungsstoffen zukommt, kam es darauf an, für diese Prüfung ein ganz einwandfreies Verfahren zu finden, das folgenden Anforderungen genügen mußte:

Die Prüfungsergebnisse mußten einen zahlenmäßigen Vergleich des Zähigkeitsgrades verschiedener Gesteine ermöglichen.

Bei der Prüfung mehrerer Proben aus demselben Gestein durfte keine große Streuung auftreten. Die Prüfung mußte einfach und ohne große Kosten durchführbar sein.

Diesen Erfordernissen entsprachen die bereits beschriebenen Zähigkeitsprüfverfahren aus den dargelegten Gründen nicht oder nicht genügend. Noch weniger geeignet erschien die vom „Deutschen Verband für die Materialprüfungen der Technik (DVM)“ genormte Schlagfestigkeitsprüfungen (siehe DIN DVM 2107) nach dem Verfahren Föppl, weil bei dieser Prüfung das kostspielige Schneiden von Würfeln erforderlich wird, und die Streuung bekanntlich außerordentlich groß ist, besonders bei der Prüfung von Basalten. Mir liegt ein Prüfungszeugnis einer Staatlichen Materialprüfungsanstalt vor, nach dem bei einer solchen Prüfung zur Zerstörung von zehn Basaltwürfeln aus dem gleichen Steinbruch eine Schlagarbeit erforderlich war von 133, 279, 43, 11, 10, 154, 269, 53, 41 und 31 cmkg/cm³. Es ist klar, daß derartig stark voneinander abweichende Werte keinen zutreffenden Vergleich der Zähigkeit verschiedener Gesteine zulassen. M. E. beruht die große Streuung bei diesen Verfahren in der Hauptsache darauf, daß zufälligerweise in einzelnen Probewürfeln feine Haarrisse vorhanden sind, die von Zerklüftungen, Sprengungen im Steinbruch oder auch von dem gewaltsamen Zersägen herrühren können, und daß infolgedessen die normale Schlagfestigkeit stark herabgesetzt wird. Diese Zufälligkeiten wird man m. E. auch durch Verbesserung des Verfahrens nicht ausschließen können. Mit Rücksicht auf diese Nachteile mußte dieses und alle ähnliche Verfahren, wie z. B. das von Page, für die Prüfung von Bettungsstoffen abgelehnt werden.

Da somit keines der bisher angewandten Verfahren den gestellten Ansprüchen genügte, mußte ein neues Prüfverfahren ausgebildet werden.

Zu diesem Zweck wurde nach den Vorschlägen des Verfassers bereits 1927 ein Dauerfallwerk mit elektrischem Antrieb gebaut (siehe Abb. 2). Ein zylindrischer Fallbär von 19 cm Durchmesser im Gewicht von 50 kg wird mit einer doppelt angeordneten Gallschen Kette gehoben, die mit Nocken unter Mitnehmerbügel des Fallbären greift. Dieser fällt in einen Mörser von 20 cm Durchmesser, in dem sich das Prüfgut befindet. Der Fallbär hat fünf Zähne, die der Schneide einer Stopfhacke nachgebildet sind, so daß die Schläge denen der Stopfhacke nahezu gleichen. Nach jedem Schlag wird der Mörser durch eine von der Kette gesteuerte Klinke um 60° gedreht, damit die Zähne des Fallbären nicht immer in dieselbe Kerbe hauen. Der Mörser ruht auf einem schweren Amboß und dreht sich um einen Bolzen. Dieser kann durch einen Hebeldruck in den Amboß versenkt werden, um den Mörser

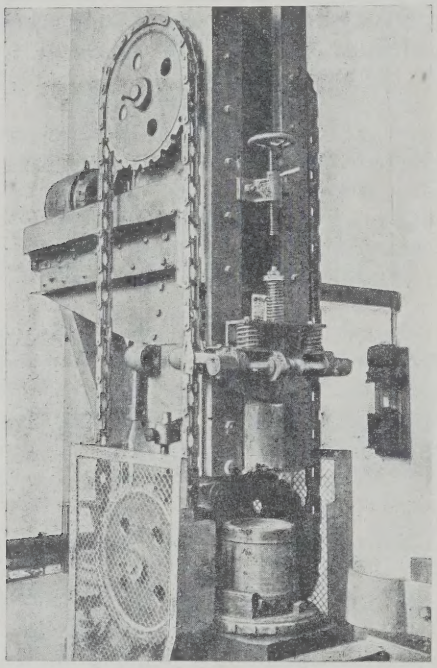


Abb. 2. Dauerfallwerk mit elektrischem Antrieb.

zur Füllung und Entleerung herausrücken zu können. Hierzu dient ein besonderer Wagen, der den Mörser mit einer Klemmvorrichtung fassen, seitwärts fahren und kippen kann.

Nach längeren Versuchen mit diesem Fallwerk und gemäß eingehenden Erwägungen hat sich das folgende Verfahren am zweckmäßigsten erwiesen:

Der Zähigkeitsgrad eines Gesteins wird bestimmt als Mittelwert aus mindestens zwei Prüfungen, die mit Probeschotter gleicher Korngröße und Kornzusammensetzung vorgenommen werden und zwar:

im getrockneten Zustande (siehe DIN DVM 2102 unter a),
im wassergetränkten Zustande (siehe DIN DVM 2103 unter b),
im wassergetränkten Zustande nach dem Frostversuch (siehe DIN DVM 2104 unter c).

Zu jeder Prüfung werden 5 l Schotter verwendet, der je zur Hälfte aus den Kornklassen von 40—50 und 50—60 mm Durchmesser besteht.

(Diese und alle später angegebenen Korngrößen beziehen sich nicht auf die Größe der Steinstücke selbst, sondern auf den Durchmesser der Rundlochsiebe, durch welche die Korngröße nach unten und oben begrenzt wird. So ist also z. B. die Kornklasse von 50—60 mm Durchmesser ein Siebgut, das durch ein Sieb mit 60 mm Lochdurchmesser durchfällt, aber auf einem Sieb mit 50 mm Lochdurchmesser noch liegen bleibt.)

Zur größeren Genauigkeit werden die Prüfgutmengen nicht abgemessen, sondern unter Berücksichtigung des durchschnittlichen Schotterraumgewichts, das vorher in einem 10 l-Gefäß festgestellt wird, abgewogen. Das in den Mörser eingebrachte Prüfgut wird mit 50 Schlägen des Fallbären aus einer Fallhöhe von 50 cm zertrümmert. Die Schlagarbeit beträgt also bei jeder Prüfung 1250 mkg. Nach Absiebung des Prüfgutes auf fünf Sieben von 30, 20, 10, 7 und 2 mm Lochdurchmesser werden dann die Gewichtsmengen der Kornklassen von über 30, 20—30, 10—20, 7—10, 2—7 und 0—2 mm Durchmesser festgestellt.

Zum Vergleich dieser Prüfungsergebnisse kam es darauf an, eine Möglichkeit zu finden, alle Kornklassen, die sich bei der Zertrümmerung gebildet haben, in Betracht zu ziehen, um für den Zähigkeitsgrad verschiedener Gesteine einwandfreie Vergleichswerte zu erhalten, als nach den Vorschlägen von Schubert, Rudloff und Ammann möglich gewesen wäre. Die Lösung dieser nicht leichten Aufgabe wurde durch Einführung eines Entwertungsfaktors für jede Kornklasse der Trümmermengen gefunden. Es war hierfür der Gesichtspunkt maßgebend, daß jede dieser Kornklassen den Gleisschotter mehr oder weniger entwertet. Diese Entwertung ist darin zu erblicken, daß die bei der Zertrümmerung anfallenden Kornklassen mehr oder weniger in den Hohlräumen des Schotters verschwinden und infolgedessen

einen Verlust an Raummenge und
eine Hohlraumverminderung und damit eine Beeinträchtigung der Wasserdurchlässigkeit herbeiführen.

Diese Entwertung steht zu dem Raumgewicht und dem Dichtigkeitsgrad der Trümmermengen verschiedener Kornröße und Kornzusammensetzung in einem bestimmten Verhältnis und kann daher durch Versuche und Berechnungen, auf die ich hier nicht näher eingehen kann, zahlenmäßig ermittelt werden. Die sich hieraus ergebenden Entwertungsfaktoren betragen für die Kornklassen von:

| | | | |
|---|---|---|---|
| über 30 mm | Durchmesser | . . . . . | 0 |
| 20—30 „ | „ | . . . . . | 0,4 |
| 10—20 „ | „ | . . . . . | 0,8 |
| 7—10 „ | „ | . . . . . | 1,2 |
| 2— 7 „ | „ | . . . . . | 1,5 |
| 0— 2 „ | „ | . . . . . | 2,2 |

Vervielfältigt man die Gewichtsmengen der bei der Prüfung angefallenen Trümmermengen mit diesen Entwertungsfaktoren, so erhält man eine Reihe von Zahlen, deren Summe die Gesamtentwertung der geprüften Schottermenge darstellt. Aus dieser Gesamtentwertung ergibt sich dann durch Umrechnung die Entwertung in % bei jeder Prüfung, wie aus folgendem Beispiel zu ersehen ist.

Weitere Prüfungsergebnisse sowie ihre Auswertung sind in der Zusammenstellung 1 und 2 angegeben. Wie daraus ersichtlich, ist die Streuung bei den mit jedem Gestein vorgenommenen zwei Prüfungen außerordentlich gering (im Durchschnitt nur 4%), ein Beweis, daß bei diesem Prüfverfahren alle Zufälligkeiten fast vollständig ausgeschaltet sind. Die für die geprüften Gesteine in Zusammenstellung 2 angegebene Entwertung in %, die sich in der oben angegebenen Weise errechnet, steht zu dem Zähigkeitsgrad der Gesteine im umgekehrten Verhältnis. Setzt man den Zähigkeitsgrad des Basaltes I (Normenbasalt) = 100, so ergibt sich also z. B. für den Diabas II der Zähigkeitsgrad $Z_2$ nach der Formel:

$$\frac{Z_2}{100} = \frac{23{,}4}{19{,}5}; \qquad Z_2 = \frac{23{,}4 \cdot 100}{19{,}5} = 120.$$

Ergebnis der Zähigkeitsprüfung mit getrocknetem Probeschotter aus einem Basalt und ihre Auswertung.

| Prüfung Nr. | | 1 | | 2 | |
|---|---|---|---|---|---|
| Probemenge 5 l | | 8204 g | | 8250 g | |
| Korngröße von | Entwertungsfaktor f | Trümmermengen M | Entwertung E = M . f | Trümmermengen M | Entwertung E = M . f |
| > 30 mm ⌀ | 0,0 | 6234 | 0 | 5988 | 0 |
| 20—30 „ ⌀ | 0,4 | 668 | 267 | 986 | 394 |
| 10—20 „ ⌀ | 0,8 | 630 | 504 | 536 | 429 |
| 7—10 „ ⌀ | 1,2 | 196 | 235 | 212 | 254 |
| 2—7 „ ⌀ | 1,5 | 298 | 447 | 346 | 519 |
| 0—2 „ ⌀ | 2,2 | 178 | 392 | 182 | 400 |
| Summe | | 8204 | 1845 | 8250 | 1996 |
| Entwertung in % (E . 100) : M = | | | 22,5 | | 24,2 |

Die so errechneten und in Zusammenstellung 2 (letzte Spalte) angegebenen Verhältniszahlen für den Zähigkeitsgrad stellen nach den früheren Darlegungen gleichzeitig die Gütezahlen für die geprüften Gesteine dar. Die angegebenen Werte können selbstverständlich nicht als Durchschnittswerte für die angegebenen Gesteinsarten gelten, da die Zähigkeitsgrade von Gesteinen derselben Art sehr beträchtliche Unterschiede aufweisen können, wie aus den Prüfungsergebnissen beim Gestein I und IV sowie II und III ersichtlich ist. Es muß daher jedes Gestein besonders geprüft und bewertet werden. Es ist sogar erforderlich, diese Prüfung von Zeit zu Zeit zu wiederholen, weil die Beschaffenheit eines Gesteins in einem Steinbruch erfahrungsgemäß nicht immer gleich bleibt.

Zusammenstellung 1.

Ergebnisse von Zähigkeitsprüfungen mit getrocknetem Probeschotter. Probemenge je 5 l.

| Gesteins-Nr. | Art | Prüf-Nr. | Trümmermengen in g der Kornklasse von: > 30 mm ⌀ | 20—30 mm ⌀ | 10—20 mm ⌀ | 7—10 mm ⌀ | 2—7 mm ⌀ | 0—2 mm ⌀ | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | Basalt | 1 | 6234 | 668 | 630 | 196 | 298 | 178 | 8204 |
| | | 2 | 5988 | 986 | 536 | 212 | 346 | 182 | 8250 |
| II | Diabas | 1 | 6760 | 564 | 436 | 166 | 268 | 190 | 8384 |
| | | 2 | 6560 | 744 | 510 | 152 | 254 | 190 | 8410 |
| III | Diabas | 1 | 6026 | 808 | 528 | 178 | 322 | 216 | 8078 |
| | | 2 | 6114 | 640 | 520 | 192 | 352 | 230 | 8048 |
| IV | Basalt | 1 | 6192 | 590 | 672 | 264 | 424 | 228 | 8370 |
| | | 2 | 6086 | 600 | 706 | 234 | 430 | 240 | 8296 |
| V | Grauwacke | 1 | 5626 | 438 | 646 | 214 | 372 | 242 | 7538 |
| | | 2 | 5346 | 692 | 634 | 200 | 396 | 270 | 7538 |
| VI | Melaphyr | 1 | 5356 | 740 | 554 | 192 | 376 | 242 | 7460 |
| | | 2 | 5420 | 684 | 500 | 220 | 378 | 276 | 7478 |
| VII | Quarzporphyr | 1 | 5378 | 606 | 624 | 232 | 444 | 348 | 7632 |
| | | 2 | 5408 | 696 | 586 | 214 | 402 | 300 | 7606 |
| VIII | Granit | 1 | 4726 | 686 | 590 | 210 | 472 | 556 | 7240 |
| | | 2 | 4730 | 664 | 642 | 198 | 464 | 534 | 7232 |
| IX | Jurakalk | 1 | 3676 | 798 | 902 | 324 | 770 | 666 | 7136 |
| | | 2 | 3720 | 710 | 928 | 358 | 796 | 660 | 7172 |
| X | Dolomit | 1 | 3010 | 1056 | 1086 | 384 | 810 | 628 | 6974 |
| | | 2 | 3496 | 852 | 986 | 362 | 742 | 552 | 6990 |

Zusammenstellung 2.

Auswertung der Prüfungsergebnisse aus Zusammenstellung 1.

| Gesteins-Nr. | Prüf-Nr. | Entwertung der Trümmermengen bei einem Entwertungsfaktor von: 0 | 0,4 | 0,8 | 1,2 | 1,5 | 2,2 | Gesamtentwertung | Entwertung in % | i. M. | Verhältnis d. Zähigkeit |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 1 | 0 | 267 | 504 | 235 | 447 | 392 | 1845 | 22,5 | 23,4 | 100 |
| | 2 | 0 | 394 | 429 | 254 | 519 | 400 | 1996 | 24,2 | | |
| II | 1 | 0 | 226 | 349 | 199 | 402 | 418 | 1594 | 19,0 | 19,5 | 120 |
| | 2 | 0 | 298 | 408 | 182 | 381 | 418 | 1687 | 20,0 | | |
| III | 1 | 0 | 323 | 422 | 214 | 483 | 475 | 1917 | 23,7 | 23,9 | 98 |
| | 2 | 0 | 256 | 416 | 230 | 528 | 506 | 1936 | 24,1 | | |
| IV | 1 | 0 | 236 | 538 | 317 | 636 | 502 | 2229 | 26,6 | 26,9 | 87 |
| | 2 | 0 | 240 | 565 | 281 | 645 | 528 | 2259 | 27,2 | | |
| V | 1 | 0 | 175 | 517 | 257 | 558 | 532 | 2039 | 27,1 | 28,2 | 83 |
| | 2 | 0 | 277 | 507 | 240 | 594 | 594 | 2212 | 29,3 | | |
| VI | 1 | 0 | 296 | 443 | 230 | 564 | 532 | 2065 | 27,6 | 27,9 | 84 |
| | 2 | 0 | 274 | 400 | 264 | 567 | 607 | 2112 | 28,2 | | |
| VII | 1 | 0 | 242 | 491 | 278 | 666 | 766 | 2443 | 32,0 | 30,9 | 76 |
| | 2 | 0 | 278 | 469 | 257 | 603 | 660 | 2267 | 29,8 | | |
| VIII | 1 | 0 | 274 | 472 | 252 | 708 | 1223 | 2929 | 40,4 | 40,2 | 58 |
| | 2 | 0 | 266 | 514 | 238 | 696 | 1175 | 2889 | 39,9 | | |
| IX | 1 | 0 | 319 | 722 | 389 | 1155 | 1465 | 4050 | 56,8 | 56,1 | 42 |
| | 2 | 0 | 284 | 742 | 430 | 1194 | 1320 | 3970 | 55,4 | | |
| X | 1 | 0 | 422 | 869 | 461 | 1215 | 1382 | 4349 | 62,3 | 59,0 | 40 |
| | 2 | 0 | 341 | 789 | 434 | 1113 | 1214 | 3891 | 55,6 | | |

Zusammenstellung 3.

Ergebnisse der Stopfversuche von Prof. Pirath.

| Gesteins-Nr. | Art | Trümmermengen in kg der Kornklasse von: >30 mm ⌀ | 20—30 mm ⌀ | 12—20 mm ⌀ | 7—12 mm ⌀ | 3—7 mm ⌀ | 1—3 mm ⌀ | 0—1 mm ⌀ | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Basalt . . | 2573 | 19 | 20 | 10 | 7 | 3 | 8 | 2640 |
| 2 | Porphyr . | 2091 | 60 | 29 | 14 | 12 | 6 | 8 | 2220 |
| 3 | Melaphyr | 2052 | 36 | 18 | 12 | 10 | 4 | 8 | 2140 |
| 6 | Jurakalk | 2166 | 36 | 35 | 22 | 22 | 15 | 14 | 2310 |
| 7 | Jurakalk | 1990 | 112 | 62 | 39 | 33 | 16 | 18 | 2270 |
| 11 | Muschelkalk . | 2185 | 55 | 42 | 28 | 26 | 13 | 21 | 2370 |

Zusammenstellung 4.

Auswertung der Versuchsergebnisse aus Zusammenstellung 3.

| Gesteins-Nr. | Entwertung der Trümmermengen bei einem Entwertungsfaktor von: 0 | 0,40 | 0,75 | 1,15 | 1,45 | 1,80 | 2,20 | Gesamtentwertung | Entwertung in % | Verhältnis d. Zähigkeit |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,0 | 7,6 | 15,0 | 11,5 | 10,2 | 5,4 | 17,6 | 67,3 | 2,55 | 100 |
| 2 | 0,0 | 24,0 | 21,8 | 16,1 | 17,4 | 10,8 | 17,6 | 107,7 | 4,85 | 53 |
| 3 | 0,0 | 14,4 | 13,5 | 13,8 | 14,5 | 7,2 | 17,6 | 81,0 | 3,79 | 67 |
| 6 | 0,0 | 14,4 | 26,3 | 25,3 | 31,9 | 27,0 | 30,8 | 155,7 | 6,74 | 38 |
| 7 | 0,0 | 44,8 | 46,5 | 44,9 | 47,9 | 28,8 | 39,6 | 252,5 | 11,12 | 23 |
| 11 | 0,0 | 22,0 | 31,5 | 32,2 | 37,7 | 23,4 | 46,2 | 193,0 | 8,14 | 31 |

Zum Beweise, daß diese maschinelle Prüfung einwandfreie Vergleichswerte für die Schlagfestigkeit oder Zähigkeit liefert, sollen ihre Ergebnisse noch mit den Ergebnissen der bereits erwähnten Stopfversuche von Prof. Pirath verglichen werden (siehe „Verkehrstechnische Woche", Heft 20, 1928). Zu diesem Zweck sind in Zusammenstellung 3 die Trümmermengen gegenübergestellt, die sich bei diesen Stopfversuchen von einer Schottermenge von 1 m³ nach 10000 Sekunden Handstopfung bei den Gesteinen Nr. 1, 2, 3, 6, 7 und 11 gebildet haben. Diese Versuchsergebnisse sind alsdann in Zusammenstellung 4 in der gleichen Weise wie die Ergebnisse der maschinellen Zähigkeitsprüfung (vergl. Zusammenstellung 2) ausgewertet worden, wobei die Entwertungsfaktoren den Pirathschen Kornklassen angepaßt sind. Die hiernach berechneten Verhältniszahlen für die Zähigkeit dieser Gesteine (bezogen auf den Basalt Nr. 1) lassen erkennen, daß die Pirathschen Stopfversuche die gleichen Unterschiede zwischen guten und schlechten Gesteinen ergeben wie die maschinelle Zähigkeitsprüfung, ein Beweis, daß diese der tatsächlichen Beanspruchung der Bettungsstoffe beim Stopfen in weitestgehendem Maß Rechnung trägt.

Damit dürfte erwiesen sein, daß die bei der Reichsbahn eingeführte Zähigkeitsprüfung so einwandfrei ist, daß ihre Ergebnisse die Grundlage für die Bewertung verschiedener Gesteine als Gleisbettungsstoff bilden können. Wenn daher nach diesem Verfahren alle Gesteine aus den für die Reichsbahn liefernden Steinbrüchen geprüft und bewertet sind, so haben die Beschaffungsstellen der Reichsbahn eine Handhabe, um unter Berücksichtigung der Güte des Gesteins, des Preises und der Frachtlage das wirtschaftlich günstigste Angebot zu ermitteln. Damit wird die Voraussetzung für eine Auswahl der Bettungsstoffe nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten gegeben sein.

# Berichte.

## Allgemeines.

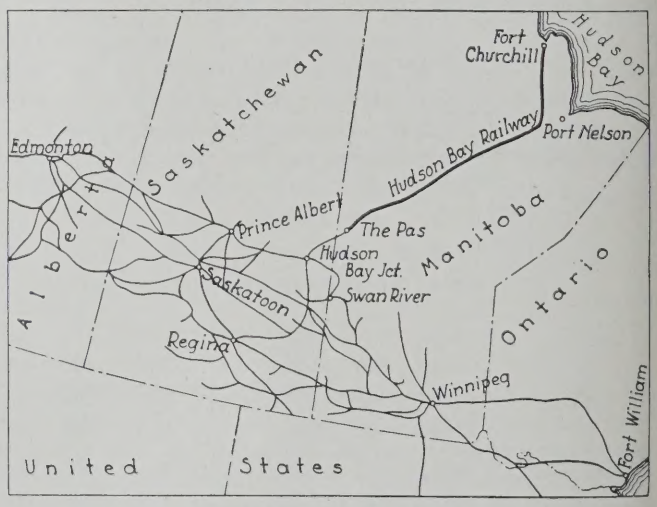
### Die Hudsonbai-Eisenbahn.

Der Schienenstrang nach der Hudsonbai zweigt von der nördlichen Strecke der Kanadischen Staatsbahnen, die Kanada von Ost nach West durchquert, zwischen Winnipeg und Alberta ab, wo der Bahnhof Hudson Bay Junction aus diesem Grunde seinen Namen führt. Die ersten 142 km bis The Pas werden aber nicht eigentlich zur Hudsonbai-Eisenbahn gerechnet, ihre Länge, 821 km, zählt vielmehr erst von The Pas an und reicht bis Fort Churchill an der Hudsonbai. Die Bahn führt durch Gelände, in welchem über dem Felsuntergrund auf weiten Strecken Moorboden lagert. Dieser ist bis auf eine Tiefe von etwa 4 m fest gefroren und taut im Sommer nur oberflächlich auf. Auf diesen Strecken mußte die Bahn auf einen Damm von solcher Fußbreite gelegt werden, daß der wieder getaute Boden die Last tragen konnte. Glücklicherweise fanden sich an der Strecke eine Anzahl Kieslager, die zur Dammschüttung, aber auch zum Verfüllen des Oberbaues ausgebeutet werden konnten. Die Richtung der Hudson-Eisenbahn folgt bis Amery, etwa 560 km vom Ausgangspunkt entfernt, ungefähr dem Verlauf des Nelsonflusses und durchquert dabei ein Gewirr von Seen und kleineren, sich in den Nelsonfluß ergießenden Wasserläufen. The Pas liegt auf 363 m Seehöhe; etwa 16 km davon entfernt erreicht die Eisenbahn mit 372 m ihren Höhepunkt, um dann, im wesentlichen fallend, aber auch mit Gegensteigungen bis zu 60 m, dem Endpunkt zuzustreben. Der Hauptverkehr geht in der Richtung auf die Hudsonbai, und es ist gelungen hier mit einer maßgebenden Steigung von 1:250 auszukommen. In der Gegenrichtung kommt eine Höchststeigung von 1:167 vor. Nur etwa ein Achtel der Strecke liegt in Krümmungen, der Mindesthalbmesser ist 250 m, aber schärfere Krümmungen als solche mit 580 m sind selten. An einer Stelle verläuft die Eisenbahn fast 30 km in der Geraden, fünfmal kommen Gerade von mindestens 15 km und 17mal solche von 8 km Länge vor. Zwischen Amery und Fort Churchill, eine Entfernung von rund 250 km, entfernt sich die Eisenbahn nicht mehr als 14,5 km von der Luftlinie.

An größeren Kunstbauten sind zu erwähnen die Brücke über den Saskatchewanfluß, 1,5 km von The Pas entfernt, mit vier Öffnungen von 45,75 m und einer Öffnung von 75 m, die von einer beweglichen Brücke überspannt wird, eine Brücke über die Manitou-Fälle des Nelsonflusses, bestehend aus einem Auslegerträger von insgesamt 185 m Länge, und eine Brücke über einen weiteren Wasserfall dieses Flusses mit den Öffnungen von 91,5 m, 122 m und 91,5 m Weite, über die ein durchlaufender Träger führt.

Die gesamte Anordnung der Hudsonbai-Eisenbahn und namentlich ihr Oberbau sind so gewählt, daß sie den Anforderungen entsprechen, die an eine Nebenbahn mit schwerem Verkehr gestellt werden müssen. Die Schienen wiegen 45 kg/m; sie liegen auf Zederholz- oder getränkten Weichholzschwellen. In durchschnittlichem Abstand von 13,5 km liegen 61 Kreuzungs- und Überholungsgleise, die im allgemeinen 700 m lang sind. An 19 Stellen können die Lokomotiven mit Wasser versorgt werden, zwei größere Lokomotivbahnhöfe sind schon jetzt vorhanden, und eine oder zwei Stellen zum Bekohlen der Lokomotiven sollen noch errichtet werden.

Als im Jahre 1918 der Bau der Hudsonbai-Eisenbahn nach neunjähriger, durch die Kriegsfolgen herbeigeführten Unterbrechung wieder aufgenommen wurde, mußten umfangreiche Arbeiten zur Instandsetzung der inzwischen stark heruntergekommenen Bauanlagen aus dem ersten Bauabschnitt, der nun bis Fort Amery reichte — der Beginn des Baues geht bis zum Jahre 1911 zurück —, vorgenommen werden. Erst nach Durchführung dieser Erneuerungsarbeiten war es möglich, an die Fortsetzung des eigentlichen Bahnbaues zu denken.




Die an den ersten Streckenabschnitt angeschlossene Strecke von Amery bis Fort Churchill verläuft in fast genau nördlicher Richtung. Sie beginnt auf 87 m Seehöhe, erhebt sich nochmals auf 130 m und fällt dann in sanften Neigungen bis ans Ende. Der Moorboden auf dem größten Teil dieser Strecke ist fast ungangbar, so lange er nicht gefroren ist. Die Baustellen sind also im Sommer geradezu unzugänglich. Alle Vorräte und Werkstoffe wurden daher in dem Winter 1927/28 und 1928/29 an Ort und Stelle niedergelegt. In je etwa 15 km Entfernung wurden Lager mit Räumen für die bauleitenden Beamten angelegt. Zur Beförderung der hierzu nötigen Stoffe dienten pferdebespannte Schlitten. Um den Verkehr im Sommer zu ermöglichen, wurden Bohlenbahnen verlegt. Im Winter wurden eine Anzahl Gerüstbrücken und hölzerne Durchlässe gebaut. Bei Beginn des Tauwetters wurde das Moos und die Erde, soweit sie aufgetaut waren, abgehoben, damit die darunterliegenden Schichten auch auftauen konnten; aus diesen Massen wurde der Damm geschüttet, was natürlich nur sehr langsam vor sich ging. Solche Dämme sind

ır sehr wenig fest, und es mußten besondere Maßnahmen getroffen werden, z. B. Einlegen von 10 m langen Hölzern, um die ast der Züge auf eine größere Fläche zu verteilen. Infolgedessen urden auch ungeheure Mengen Kies zum Verfüllen des Gleises rbraucht. Auf einer Strecke von 24 km Länge wurden auf ese Art durchschnittlich 4560 m³ Kies auf 1 km verbraucht, d eine Strecke von einer (engl.) Meile (1,61 km) Länge verhlang 13750 m³ Kies. Auf einer Strecke von etwa über 110 km nge wurde der Oberbau im Winter auf dem gefrorenen Boden rlegt und erst nachträglich, nachdem der Frost aufgehört hatte, rch Unterbringen von Kies der Damm hergestellt.

Bis auf zwei Ausnahmen wurden die zahlreichen Wasserläufe f der Neubaustrecke auf hölzernen Gerüstbrücken überhritten. Bei den beiden Ausnahmefällen handelte es sich namentlich darum, eine Gefährdung der Bauwerke durch Eisgang zu rhüten, und man wählte daher 30 und 45 m lange Fachwerkäger. Bei 30 m hätte man an sich noch einen Blechträger verenden können, aber das Fachwerk hat den Vorteil, daß man ine Einzelteile bequemer an Ort und Stelle bringen kann, was i der Lage der Hudsonbai-Eisenbahn in abgelegener Gegend dem au sehr zu statten kam.

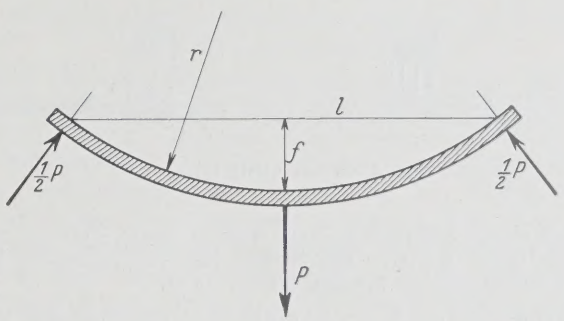
Gleichzeitig mit der Eisenbahn nach Fort Churchill wurde, n einem an ihr gelegenen Punkt, 8 km von The Pas entfernt, e 142 km lange Flin-Flon-Eisenbahn, und zwar als private nschlußbahn gebaut, so genannt nach den Bergwerksanlagen eichen Namens. Diesen fehlte jede Verbindung mit der Eisenhn, und die Verwertung ihrer Förderung war daher sehr erwert. Die ersten 80 km führen durch flaches Sumpfgelände, weiter keine Arbeiten auszuführen waren, als einen Damm schütten, der die Last auf genügende Breite überträgt, aber f dem Rest der Strecke, die am Hang hinführt, kamen zahlche Felseinschnitte vor. Die Länge der Bauzeit hing also von m Fortschritt ab, den die Arbeiten auf diesem zweiten Teil der recke machen würde. Um zur Verkürzung der Gesamtbauzeit eichzeitig auch diesen langwierigen Bauabschnitt in Angriff zu hmen, wurde im Winter ein Gleis über den gefrorenen Boden rgestreckt, auf dem die Geräte, sowie einige Prähme und Flöße r Benutzung auf den an der Strecke liegenden Seen, an die ustelle befördert wurden. Als dann im Frühjahr der Boden ftaute, wurden Seitenentnahmen geöffnet, das Gleis angehoben d der Damm von Bauzügen aus unter ihm geschüttet. 9 Monate, Tage nach Abschluß des Vertrages wurde der Betrieb eröffnet. e Schnelligkeit, mit der der Bau ausgeführt worden war, erregte ganz Kanada berechtigtes Erstaunen.

Der wesentliche Zweck, zu dem die Hudsonbai-Eisenbahn baut worden ist, ist, wie bei allen Eisenbahnen Kanadas, die förderung der kanadischen Weizenernte. Fort Churchill ist ar von Liverpool ebenso weit entfernt wie Montreal und New rk, von wo der Weizen jetzt nach Europa verfrachtet wird, er es liegt viel näher an dem Gebiet, wo er erzeugt wird. Auf m alten Weg muß der Weizen erst mit der Eisenbahn nach rt William am Oberen See, dann über diesen See und entweder wieder mit der Eisenbahn oder auch auf dem Wasser nach einem der beiden Seehäfen gebracht werden, ein Weg von etwa 1600 km, während die Hudsonbai-Eisenbahn ihren Ausgang im Weizengebiet hat, so daß also bei der Beförderung des Weizens außer den Zubringerstrecken nur ihre eigne Länge zu überwinden ist.

Wernekke.

## Die Verladung von Schienen und Langeisen *).

Die Verladung von Eisenbahnschienen und Langeisen auf mehreren Wagen stellt zwar einen Ausnahmefall dar, der aber nicht so selten ist. Da jedoch in den Transportvorschriften darüber nichts enthalten ist, müssen von Fall zu Fall Erwägungen und Vereinbarungen unter den beteiligten Bahnen wegen der Zulässigkeit dieses Verfahrens getroffen werden. Es ist wichtig, die Wagen für solche Verladungen richtig auszuwählen, den Zustand der Zugvorrichtung und der Spurkränze zu prüfen, die Wagen an den Schluß des Zuges zu hängen und besonders beim Verschieben




Vorsicht walten zu lassen, jedenfalls Stöße zu vermeiden. Infolge der elastischen Formänderung langer Schienen oder Eisen bei der Fahrt durch Gleisbögen werden die Wagen am Ende gegen den äußeren, die innen fahrenden Wagen gegen den inneren Schienenstrang gedrängt. Die dabei auftretenden Kräfte P bzw. $^1/_2$ P lassen sich aus der Formel berechnen:

$$P = \frac{48 . E . I}{r^2} \times \frac{f'}{l'^3}.$$

E ist der Elastizitätsmodul, I das Trägheitsmoment der gebogenen Stange, f' und l' die Werte von f und l für den Bogenhalbmesser 1. Die Bedeutung von r, l und f geht aus der Textabbildung hervor. Der erste Faktor in der Gleichung für P ist für einen gegebenen Schienen- oder Stangenquerschnitt und einen gegebenen Gleisbogenhalbmesser konstant. Der Wert $f'/l'^3$ kann für Winkel von 5 zu 5 Grad folgender Zusammenstellung entnommen werden:

| Winkel | 5° | 10° | 15° | 20° | 25° |
|---|---|---|---|---|---|
| $f'/l'^3$ | 1,5 | 0,73 | 0,48 | 0,36 | 0,28 |

Notiziario tecn. 1930, Nr. 1. Schn.

*) Vergl. Organ 1928 S. 212.

# Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

## ütz- und Futtermauern aus fabrikmäßig hergestellten Einzelteilen.

Diese (patentgeschützten) Mauern bestehen aus Winkelitzrahmen, auf deren rückwärtigen Schenkeln Lastplatten entrechend der ungünstigsten Belastung der Mauer in geringerem er größerem Abstande von der Vorderkante der Stütze gelagert rden (Abb. 1 bis 3).

Die Stützwand selbst kann aus einzelnen armierten Betonltten oder ganzen Tafeln hergestellt werden. Als Unterstützung halten die Winkelstützrahmen fabrikmäßig hergestellte oder Ort und Stelle betonierte Fußplatten.

Die auf diese Weise hergestellten Stütz- und Futtermauern ten den Vorteil einfachster und billigster Herstellung. Ein iterer erheblicher Vorteil besteht darin, daß die Arbeiten auf Baustelle wesentlich abgekürzt werden, da sie sich in der uptsache auf das Zusammenfügen der fertigen Einzelteile beränken und die Abbindezeit auf der Baustelle fortfällt. Die darbeiten gegenüber Mauern anderer Konstruktionen sind von ringem Umfange, weil nur einzelne verhältnismäßig kleine

Patentierte Stütz- und Futtermauer.

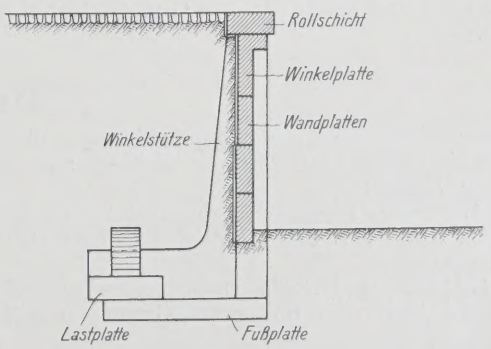



Abb. 1. Querschnitt.

Gruben für die Fußplatten auszuheben sind. Die Eigenart der Konstruktion bringt es mit sich, daß Überschüttungen die Stand-

sicherheit der Mauer günstig beeinflussen. Der sonst übliche Mauerfuß (Vorsprung vor der Mauerflucht) kann bei Mauern dieser Art fortfallen. Sie eignet sich deshalb ganz besonders für Bahnsteigmauern, für Stützmauern neben Betriebsgleisen, Möbelrampen, Vieh- und Militärrampen usw. Gleisabfangungen bei der Herstellung solcher Mauern erübrigen sich in der Regel, da nur Gruben von geringen Abmessungen und Tiefe zur Aufnahme der Fußplatten herzustellen sind. Durch die Wiederverwendbarkeit der

Patentierte Stütz- und Futtermauer.

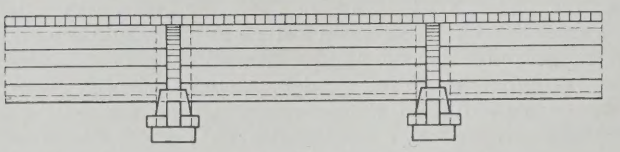


Abb. 2. Rückansicht.

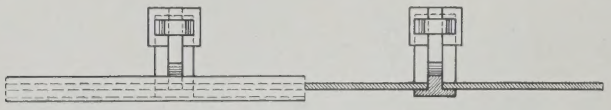


Abb. 3. Grundriß.

Teile bei einem Abbruch solcher Mauern ergibt sich ein weiterer wirtschaftlicher Vorteil. Die Kostenersparnis gegenüber Mauern anderer Konstruktion beträgt bis zu 25 %.

Herstellerin der Mauer ist die Firma Dyckerhoff & Widmann, Berlin W 57, Frobenstraße 2.

Ausgeführt sind bis jetzt rund 2 km Mauern dieser Bauart, darunter auch solche mit Gleisen als Verkehrslast (Lastenzug „N"). Weitere Mauern sind in der Ausführung begriffen. Böttger.

## Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen.

In Rußland wird z. Zt. ein neues Gerät für Holzschwellenunterstopfung erprobt, eine Preßzange. Sie besteht aus zwei gleichen Zangenarmen, die durch ein Paar Verbindungsplatten mit verstellbaren Gelenken zusammengehalten werden. Die Verstellbarkeit wird durch Anordnung verschiedener Löcher in den Verbindungsplatten erreicht und dient dazu, je nach der Schwellenbreite die Zangenarme weiter oder enger zu stellen. Oben an den Zangenarmen befinden sich Holzgriffe, 1,3 m lang, und unten auswechselbare Stopfer. Man kann je nach der Art der Stopfung verschiedene Stopfer einlegen, z. B. stärkere, wenn die Schwelle beim Stopfen zugleich angehoben werden soll, oder kleinere, wenn eine große Kraft ausgeübt werden soll. An jeder Preßzange stehen zwei Arbeiter einander gegenüber und drücken, im Takt arbeitend, den Bettungsstoff unter die Schwelle. Als Vorteile des Verfahrens gegenüber der Stopfhacke werden gerühmt:

a) Verdichtung der Bettung gleichzeitig von beiden Seiten, wodurch die Arbeit wirtschaftlicher wird; während die beiderseitige Verdichtung bei der Stopfhacke Übung voraussetzt, ist sie bei der Preßzange schon mit dem Grundgedanken des Gerätes verbunden.

b) Die die Bettung zusammendrückenden Kräfte laufen b der Preßzange der Schwellenunterkante fast gleich, wogegen b der Stopfhacke ein Winkel $\alpha$ entsteht (Abb. 2).

c) Die Preßzange gibt eine gleichmäßigere Dichtung d ganzen Schwellenauflagers, während die Verdichtung der Bettu in der Mitte der Schwellenbreite bei der Stopfhacke weniger g ist als an den Schwellenkanten.

d) Die Schwelle wird mehr geschont und es werden nicht wie bei der Stopfhacke die Schwellenkanten abgeschlagen.

e) Wo zur Unterstopfung einer Schwelle mittels Stopfhacke reichlich zwölf Arbeitsminuten erforderlich sind, soll die Preßzange nur sechs verlangen, wie durch Versuche auf der Südwestbahn festgestellt wurde. Dabei waren aber die Arbeiter auf das neue Gerät noch nicht genügend eingearbeitet. Eine weitere Besserung der Leistung ist möglich.

f) Da nicht mit Schlag, sondern mehr mit Pressung gearbeitet wird, wird die Bettung weniger zermalmt.

g) Die Preßzange läßt geringere Schwellenentfernungen zu.

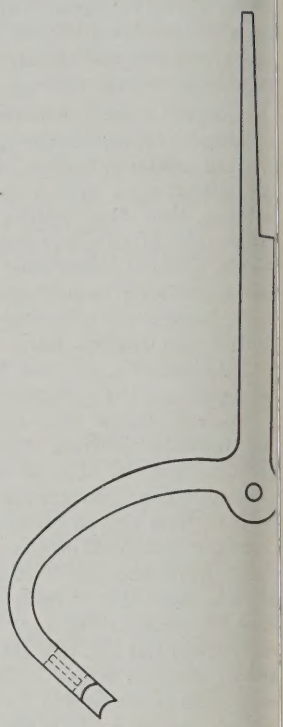


Abb. 1. Preßzange.

Die Schwellenpresse soll nur 7 bis 8 kg wiegen und daher leicht tragbar sein. Sie ist billig, man kann zu ihrer Herstellung alte Rohre verwenden. Dabei wird bei der Preßzange in aufrechter Haltung gearbeitet, nicht gebückt wie bei der Stopfhacke. Selbstverständlich müssen die Arbeiter an das Gerät gewöhnt sein, was aber schon nach 10 bis 20 Schwellen der Fall sein soll. Es muß im Takt gearbeitet werden, am zweckmäßigsten immer vier Gerät an einer Schwelle. Die russischen Eisenbahnen haben freilich fas nur Sandbettung. Wie sich die Preßzange bei Schotter bewährt

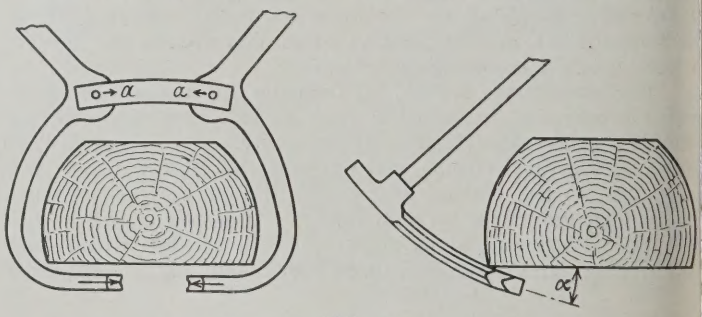



Abb. 2.

wäre durch Versuch festzustellen. Jedenfalls überrascht das Verfahren durch die Einfachheit seines Grundgedankens. Ein Versuch verursacht mindestens keine großen Kosten. Dr. S.

# Berichtigungen.

In dem Aufsatz: Das neue Bahnbetriebswerk Fulda im Heft 15 des Organs sind folgende Fehler zu berichtigen:

Es muß heißen:

Seite 343, 1. Absatz, Fulda—Gersfeld statt Fulda—Hersfeld,

Seite 343, 9. Absatz, 7. Zeile, Betriebsstofflager statt Betriebsstoffhauptlager,

Seite 345, 1. Absatz, 12./13. Zeile, Elektromotor statt Elektrometer,

Seite 347. In Abb. 6 ist hinter Lokschuppen das Wort Stand einzufügen,

Seite 348, rechte Spalte, 2. Absatz, $W_1 = 17000 . 0{,}11 . 6 = 11220$ WE
$W_2 = 5940 . 6 \ldots = 35640$ WE
$W_3 = 640 (128 - 10) = 75520$ WE
122380 WE

Seite 348, rechte Spalte, 3. Absatz, $W_1 = 17000 . 0{,}11 . 23 = 43010$ WE.

Seite 349, linke Spalte, unter B. 1. 8320 ℳ statt 8310 ℳ,

Seite 349, linke Spalte, Summe von B. 1. 2. 3. 14680 ℳ statt 14980 ℳ,

Seite 349, linke Spalte, unter Gegenüberstellung: 13940 statt 14240 ℳ,

Seite 349, rechte Spalte, unter A. 1. 2. und B. 3. . . . . lokomotiven statt . . . . lokomotive.

Seite 350. In den Erläuterungen zu Abb. 10 Maschinenverzeichnis:

i Vorrichtung statt Vorrichten,

p Hammer statt Kammer.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** | **15. Oktober 1930** | **Heft 20**


## „Allgäu",
## das neue 1200-Personen-Doppelschrauben-Dieselmotorschiff der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft für den Bodensee.


Von Reichsbahnrat **Rudolf Graßl,** München.


Beim Übergang der früheren Bayerischen Staatseisenbahnen und damit auch des bayerischen Teiles der Bodenseeschiffahrt auf das Reich am 1. April 1920 stand der damaligen Eisenbahndirektion Augsburg für die Personenschiffahrt auf dem Bodensee ein Schiffspark von sechs Seitenradschiffen mit Kolbendampfmaschinenantrieb zur Verfügung. Von diesen Schiffen befand sich die aus dem Jahre 1869 stammende „Kempten" bereits in so schlechtem Zustande, daß sie schon 1921 ausgemustert werden mußte; die im Jahre 1879 erbaute „Augsburg" war nur mehr zu außerkursmäßigen Fahrten verwendbar, so daß auch ihre Außerdienststellung in einigen Jahren zu erwarten stand. Mit den verbleibenden vier Schiffen („Nürnberg" 1889, „München" 1892, „Lindau" 1905 und „Bavaria" 1912) war auf die Dauer die Aufrechterhaltung eines geregelten Betriebes nicht möglich. Man entschloß sich daher im Jahre 1926, als mit der endgültigen Ausmusterung der „Augsburg" bestimmt für spätestens 1929 gerechnet werden mußte, zum Bau eines neuen Schiffes.

Gleichzeitig sollte auch für die Reichsbahndirektion Karlsruhe ein Ersatzschiff für die unbrauchbar gewordene „Stadt Überlingen" auf Stapel gelegt werden.

Vor der endgültigen Vergebung der beiden neuen Schiffe durch die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft, Gruppenverwaltung Bayern und die Reichsbahndirektion Karlsruhe war eine Reihe von ausschlaggebenden Fragen zu prüfen und zu entscheiden:

### 1. Welches Fassungsvermögen sollten die beiden neuen Schiffe erhalten?

Da die vorhandenen Schiffe einerseits für den Sommerverkehr zu klein, andererseits aber für den Winterverkehr zu groß und unwirtschaftlich sind, entschloß man sich künftig zwei Schiffstypen zu bauen, sogenannte Sommerschiffe, die mindestens 1000 Personen fassen können, und sogenannte Winterschiffe mit einem Fassungsvermögen von höchstens 350 bis 400 Personen. Hiernach waren die neuen Schiffe, da zunächst das Bedürfnis nach großen Schiffen vordringlich war, als 1000-Personenschiffe auszubilden. Als Ersatz für die „Augsburg" sollte dann später allenfalls der Bau von zwei kleineren (Winter-)schiffen erwogen werden.

### 2. Waren die neuen Schiffe wieder nach der gleichen Einteilung wie die vorhandenen Bodenseeschiffe zu bauen?

Hier war man der Auffassung, daß die auf den bisherigen Schiffen für die heutigen Verhältnisse etwas beengten und zum Teil vollständig ungeschützten Räume für die Reisenden des 2. Platzes nicht nur vergrößert und verbessert, sondern daß die Räume für diese Reisenden auch ganz wesentlich vermehrt werden müßten; insbesondere sollte ihnen auch ein Teil des Oberdecks überlassen werden. Dabei hätte man aber auch darauf Bedacht zu nehmen, daß die Plätze für die mehr bezahlenden Fahrgäste des 1. Platzes keinesfalls zu knapp bemessen und daß diesen Fahrgästen die schöneren und bequemeren Plätze auf den Schiffen zugewiesen werden, um ein Abwandern der Reisenden in den 2. Platz zu verhindern. Bei einem Verhältnis der Zahl der Reisenden des 1. und 2. Platzes von 1:2 sollte das Verhältnis der den beiden Fahrklassen zur Verfügung stehenden Räume nach Möglichkeit 1:1 betragen.

### 3. Welche Geschwindigkeit war für die neuen Schiffe vorzuschreiben?

Die Höchstgeschwindigkeit der vorhandenen Schiffe mit durchschnittlich 25 bis 26 km/Std. wurde als ausreichend erachtet. Jeder Kilometer Geschwindigkeitserhöhung hätte eine wesentliche Vergrößerung der Maschinenleistung und damit eine beträchtliche Verteuerung der Schiffe bedingt. Auch wäre eine Erhöhung der Geschwindigkeit nur um 1 oder 2 km/Std. von geringem praktischen Wert gewesen, da damit auf der Fahrt über den See niemals größere Verspätungen der Anschlußzüge aufgeholt werden können. Dementsprechend wählte man für die neuen Schiffe eine Regelgeschwindigkeit von 24 km/Std. und eine Höchstgeschwindigkeit von 26 km/Std.

### 4. Sollten die neuen Schiffe wieder wie die bisherigen als Seitenradschiffe mit Kolbendampfmaschinenantrieb gebaut werden oder war eine andere Bauart vorzuziehen?

Zu dieser Frage stand außer Zweifel, daß der Dampfturbinenantrieb gegenüber dem Antrieb mittels Kolbendampfmaschinen sicherlich recht beachtliche und erstrebenswerte Vorteile gebracht hätte. Man konnte wegen des kleineren Dampfverbrauchs der Dampfturbine mit leichteren Kesseln auskommen; bei der hieraus sich ergebenden geringeren Wasserverdrängung der Schiffe hätte sonach für die vorgeschriebenen Geschwindigkeiten eine kleinere Leistung der Antriebsmaschinen ausgereicht. Außerdem wären die Brenn- und Schmierstoffkosten und die Aufwendungen für die Unterhaltung der Kessel und der Turbine bedeutend niedriger gewesen. Dazu kommt, daß die Schiffe mit Turbinenantrieb wohl auch erschütterungsfreier gelaufen wären. Diesen Vorzügen steht aber der große Nachteil gegenüber, daß das Umsteuern der Dampfturbine von einer Drehrichtung in die andere viel zu lange Zeit in Anspruch nimmt (von Voll Voraus auf Voll Zurück etwa 35 Sekunden). Bei den beengten Hafenverhältnissen auf dem Bodensee und bei den insbesondere auf dem Nordufer des Sees vielfach herrschenden starken Stürmen, die das Anfahren der Häfen erschweren, ist es aber eine unerläßliche Bedingung für die Brauchbarkeit eines Schiffes für den Bodensee, daß dieses auf kürzeste Entfernung halten kann. Hiernach mußte der Dampfturbinenantrieb für jeden Fall, sei es für Seitenrad- oder für Schraubenschiffe, von der weiteren Betrachtung ausscheiden.

Eine zweite Möglichkeit, die neuen Schiffe als Seitenradschiffe mit Dieselmotorenantrieb zu bauen, war an sich verlockend wegen der damit verbundenen beträchtlichen Einsparung an Betriebskosten, des bedeutenden Raumgewinnens durch Wegfall der Kessel und wegen der sonst mit dem Dieselmotorenantrieb verknüpften Annehmlichkeiten, wie der steten Betriebsbereitschaft und des Entfalls der Rauch- und Rußbelästigung. Aber auch hier glaubte man trotz der wesentlich geringeren Umsteuerzeit der Dieselmotoren gegenüber den

Dampfturbinen (von Voll Voraus auf Voll Zurück 10 bis 12 Sekunden) noch nicht die genügend kurzen Stoppwege zu erhalten. Außerdem bereitete die Übersetzung von den längsschiff stehenden Dieselmotoren zu den Radwellen damals immer noch große Schwierigkeiten*), so daß man schon aus diesem Grunde allein vorerst von der Beschaffung von Seitenradschiffen mit Dieselmotorenantrieb absehen mußte.

Nach der geschilderten Sachlage blieben sonach schließlich für die Ausführung der neuen Schiffe nur mehr zwei Möglichkeiten übrig, sie entweder wieder als Seitenradschiffe mit Kolbendampfmaschinenantrieb zu bauen, oder sie als Schraubenschiffe mit Dieselmotorenantrieb auszubilden. Ein Vergleich dieser beiden Bauarten zeigte zunächst, daß das Seitenradschiff mit dem altbewährten Kolbendampfmaschinenantrieb gerade die für Bodenseeschiffe wichtigste und unerläßliche Eigenschaft in vollem Umfange besitzt; es hat neben einer ausreichenden Steuerfähigkeit insbesondere ein sehr gutes Stoppvermögen. Beim Dieselschraubenschiff bestand dagegen vorerst noch eine gewisse Unsicherheit über seine Manöverierfähigkeit in den engen Bodenseehäfen und vor allem darüber, ob auch sein Stoppvermögen hierfür genügend ist. Hiernach erschien die Brauchbarkeit eines Dieselschraubenschiffes anfänglich zum mindesten als zweifelhaft. Andererseits aber sind die Vorteile eines Dieselschraubenschiffes gegenüber einem Seitenradschiff mit Kolbendampfmaschinenantrieb so groß, daß man nicht ohne weiteres nur wegen des oben geschilderten, zunächst als Mangel erscheinenden Umstandes von dem Dieselschraubenschiff Abstand nehmen wollte. Ganz abgesehen davon, daß die Verwendung des wärmetechnisch wirtschaftlicher arbeitenden Dieselmotors allein schon eine wesentliche Einsparung an Betriebskosten mit sich bringt und daß sich diese Einsparungen noch beträchtlich erhöhen durch den Entfall der Kesselreinigungen, die leichtere Reinigung der Schiffe, sowie durch die bequemere und seltenere Brennstoffübernahme und die Möglichkeit der Abminderung des Maschinenpersonals um einen Mann, ist mit dem Dieselbetrieb auch noch der Vorteil der steten Betriebsbereitschaft und die Annehmlichkeit des Wegfalls der Rauch- und Rußbelästigung verbunden. Dazu kommt, daß ein Schraubenschiff in der Breitenentwicklung des Schiffskörpers keinen Einschränkungen unterworfen ist, während ein Seitenradschiff bei der wegen der engen Bodenseehäfen höchstens zulässigen Gesamtbreite von 14,0 m nur einen Schiffskörper von verhältnismäßig geringer Breite erhalten kann. Die Folge hiervon ist, daß bei den gegebenen Verhältnissen ein Schraubenschiff nicht nur eine größere Stabilität und bessere Drehfähigkeit bekommt, sondern daß auch dem Schiffskörper selbst die Form des geringsten Widerstandes gegeben werden kann, was sich in Ersparnis an Maschinenleistung oder bei gleichen Maschinenleistungen in größerer Geschwindigkeit auswirkt. Außerdem erlaubt ein Dieselschraubenschiff wegen dieser seiner größeren Breite im Schiffskörper und wegen der gedrängten Zusammenfassung des Antriebs (wegen Wegfall der Kessel ist der Maschinenraum nur halb so lang) eine wesentlich günstigere Raumeinteilung und Raumausnützung, als dies bei einem gleich langen Seitenradschiff mit Kolbendampfmaschinenantrieb der Fall ist. Hieraus ergibt sich für ein Dieselschraubenschiff außer einem größeren Fassungsvermögen (1200 Reisende gegen knapp 1000 bei einem Seitenradschiff) insbesondere auch der Vorteil einer bequemeren und besseren Unterbringung der Reisenden auf dem Schiffe; gestattet doch gerade der breitere Schiffskörper eines Schraubenschiffes nicht nur die Anordnung eines großen Saales auf dem achteren Hauptdeck, sondern auch eines beinahe eben so großen Saales auf dem vorderen Hauptdeck, so daß sonach die Möglichkeit gegeben ist, einerseits den Reisenden des 1. Platzes als den mehrbezahlenden Fahrgästen die schöneren und ruhigeren Räume auf dem ganzen Schiffe im Vorschiff und andererseits den Reisenden des 2. Platzes ihrer größeren Zahl entsprechend das bedeutend geräumigere, ganze Hinterschiff zuzuteilen. Eine Folge dieser klaren Scheidung zwischen den zwei Fahrklassen, die vor allem auch die Schaffung vollständig getrennter Treppenhäuser möglich macht, ist eine einfache und übersichtliche Verkehrsabwicklung auf dem ganzen Schiffe. Im Gegensatz hierzu läßt sich auf einem Seitenradschiff mit Kolbendampfmaschinenantrieb der Saal für den 1. Platz nur auf dem achteren Hauptdeck anordnen, da auf dem vorderen Teil des Hauptdecks wegen der bedeutend geringeren Decksbreite kein genügend großer, geschlossener Raum unterzubringen ist. Dieser Umstand bringt neben der Unannehmlichkeit, daß für die Reisenden des 2. Platzes sonach wieder nur wenig geschützte Räume zur Verfügung sind, auch noch den Nachteil einer weniger klaren Verkehrsabwicklung auf dem Schiffe mit sich, da hierbei die Zuteilung des besseren, vorderen Oberdecks an den 1. Platz und des größeren, hinteren Oberdecks an den 2. Platz nur unter Inkaufnahme einer kreuzweisen, unübersichtlicheren Treppenanordnung möglich ist. Schließlich ist ein nicht zu unterschätzender Vorteil beim Dieselschraubenschiff noch der, daß sein kürzerer Maschinenraum eine wesentlich günstigere Schotteneinteilung erlaubt, was seine Sicherheit gegen Sinken gegenüber einem Seitenraddampfschiff bedeutend erhöht.

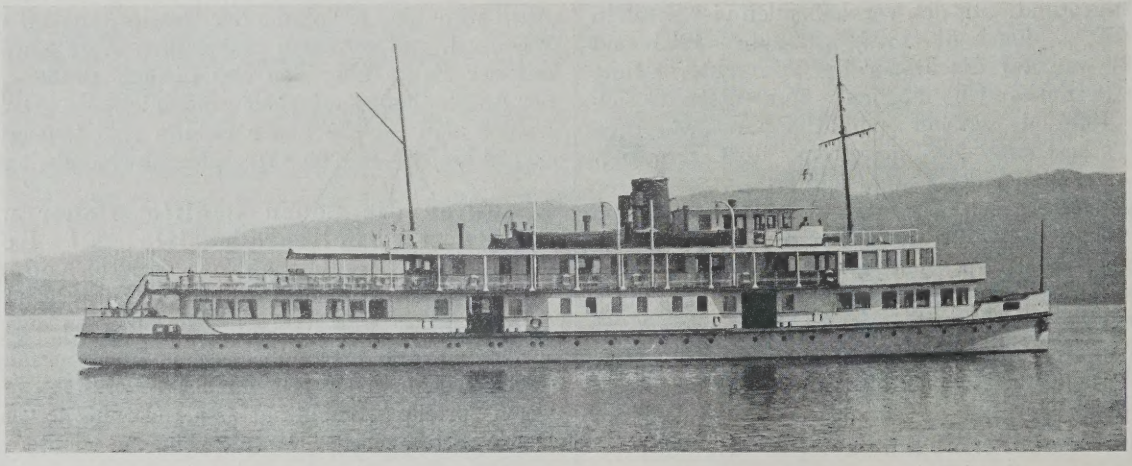


Abb. 1. Doppelschrauben-Dieselmotorschiff „Allgäu".

*) Mittlerweile scheinen diese Schwierigkeiten überwunden worden zu sein. Die Getriebe eines kürzlich auf dem Rhein in Dienst gestellten Seitenradschleppers mit Dieselmotorenantrieb bewähren sich gut.

Als dann im weiteren Verfolg der Frage, welche Bauart nun endgültig für die neuen Schiffe gewählt werden sollte, durch eingehende Versuche in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt auch noch nachgewiesen werden konnte*), daß ein Dieselschraubenschiff bei entsprechender Ausbildung des Schiffskörpers und bei Anwendung von zwei Schrauben auch ein für die oben geschilderten Verhältnisse auf dem Bodensee ausreichendes Stoppvermögen und eine gute Manövrierfähigkeit erhalten könne, entschloß man sich schließlich, eines der zwei neuen Schiffe, und zwar das für Bayern bestimmte, versuchsweise als Dieselmotorschiff mit Doppelschraubenantrieb zu bauen. Das Risiko, gleich beide Schiffe als Dieselschraubenschiffe auszubilden, wollte man nicht eingehen. Das zweite, für Baden bestimmte Schiff wurde daher als Seitenradschiff mit Kolbendampfmaschinenantrieb vergeben.

*) Siehe „Werft, Reederei, Hafen", 11. Jahrgang, Heft 4 vom 22. Februar 1930, Seite 65 ff.

Im nachstehenden wird eine kurze Beschreibung des neuen Doppelschrauben-Dieselmotorschiffes (Abb. 1) gegeben; anschließend daran wird über die Versuchsergebnisse berichtet.

Das neue Schiff, das auf Antrag des Allgäuer Verkehrsvereins, Sitz Immenstadt, den Namen „Allgäu" erhalten hat, ist das größte der zur Zeit auf dem Bodensee vorhandenen Schiffe. Seine Länge über alles beträgt 60,5 m, die Länge in der Konstruktionswasserlinie 58,75 m. Die größte Breite über den Scheuerleisten ist 10,2 m, die Breite im Hauptspant 9,60 m. Die Seitenhöhe im Hauptspant beträgt 3,5 m, die Seitenhöhe des Oberdecks 2,4 m, die Seitenhöhe des Bootsdecks 2,3 m und die Höhe des Steuerhauses 2,25 m. Außer den vollen Vorräten und der Besatzung vermag das Schiff bequem 1200 Reisende mit Gepäck aufzunehmen. Dabei hat es einen größten Tiefgang von 1,75 m und eine Wasserverdrängung von 470 Tonnen.

Die Einteilung des Schiffes ist aus Abb. 2 zu ersehen; die Abb. 3 bis 12 zeigen die innere Ausstattung.

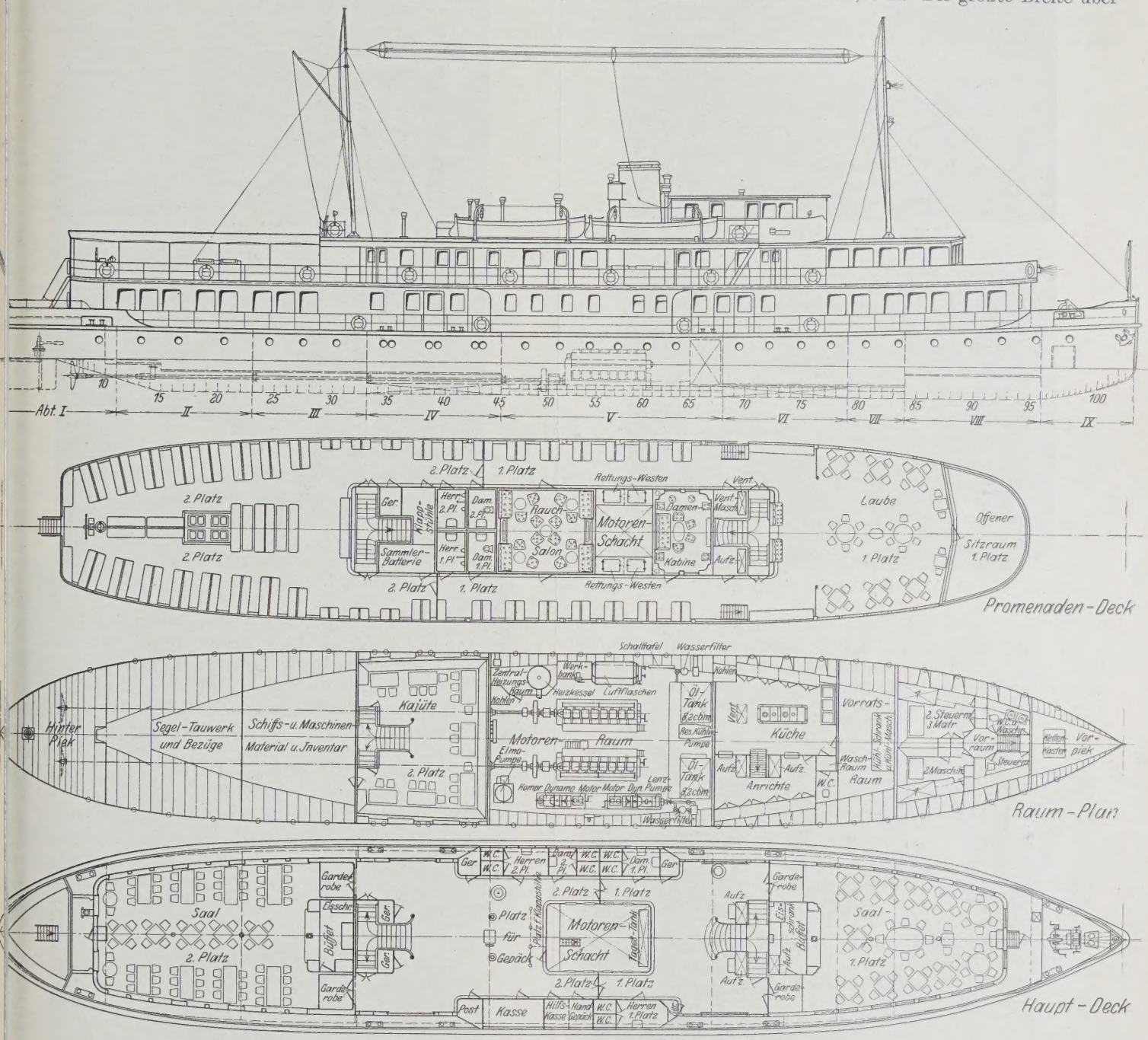



Abb. 2. Längsschnitt und Deckspläne.

Das Schiff besitzt ein durchlaufendes Hauptdeck, ein ebenfalls durchlaufendes Oberdeck und ein darüber befindliches Bootsdeck. Unter dem Hauptdeck liegt in der Mitte

Abb. 3. Damenzimmer.

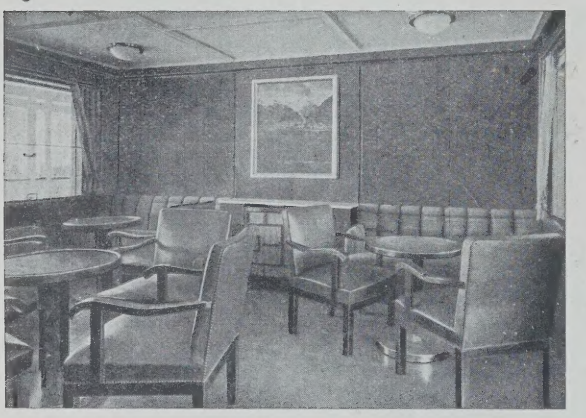


Abb. 4. Raucherzimmer.

des Schiffskörpers der Maschinenraum; an diesen schließen sich nach vorne die Küche und Anrichte mit Vorrats- und Kühlraum und die Unterkunftsräume für die Schiffsbesatzung, nach rückwärts die Kajüte für die Reisenden des 2. Platzes und Lagerräume für Schiffsausrüstungsgegenstände an. Die

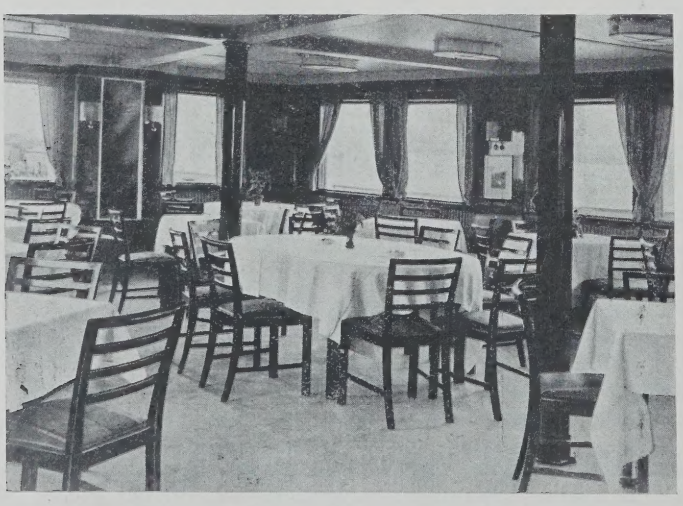


Abb. 5. Saal 1. Platz.

Küche ist mit einem Kohlenherd und einem dreiteiligen Spülbecken ausgestattet; von der Anrichte führt je ein Speisenaufzug zum Anrichtraum des Speisesaals des 1. Platzes und auf das Promenadedeck. Im Vorrats- und Kühlraum ist ein geräumiger, begehbarer Kühlschrank aufgestellt; als Kühlmaschine hat eine Ammoniak-Eismaschine der Maschinenfabrik Eßlingen Verwendung gefunden. Die von der Back aus zugänglichen Mannschaftsräume sind wohnlich eingerichtet

Abb. 6. Laube 1. Platz.

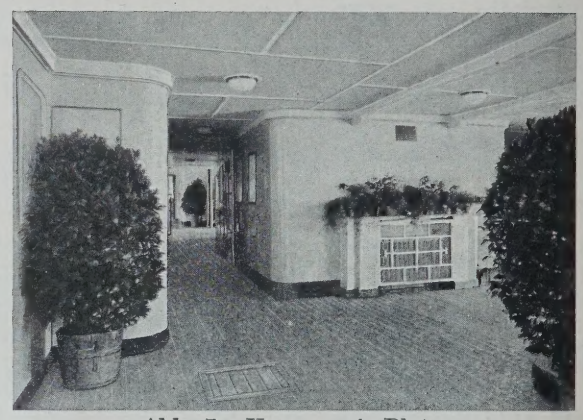


Abb. 7. Vorraum 1. Platz.

und haben einen anschließenden eigenen Wasch- und Abortraum. Die Kajüte ist Nichtraucherraum für die Reisenden des 2. Platzes. Die Wandflächen haben einen meergrünfarbigen Lackanstrich; die Decke ist in mattem Weiß gehalten. Die Möbel sind aus gebeizter Buche. Der Boden ist mit braunem Linoleum belegt. Um der Kajüte den Eindruck eines auf dem Hauptdeck liegenden Raumes zu verleihen, wurden je zwei der äußeren, runden Seitenfenster (Bullaugen) zusammen

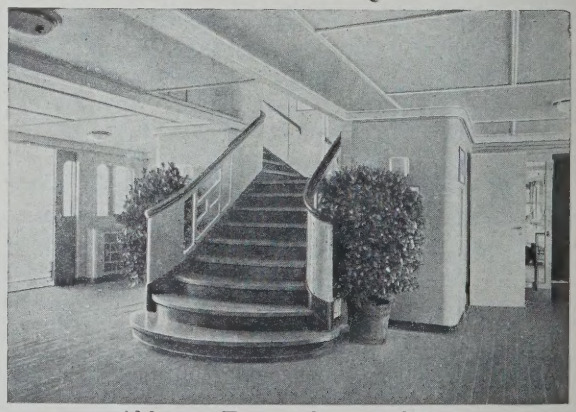


Abb. 8. Treppenhaus 1. Platz.

gefaßt und nach innen durch rechteckige Schiebefenster verkleidet.

Das Hauptdeck ist das Einsteigedeck des Schiffes. Je zwei zweiteilige Schiebetüren aus Teakholz von 2 m lichter Weite führen zu den Vorräumen der beiden im Vor- und Hinterschiff angeordneten Säle für den 1. und 2. Platz. Die

inrichtung und die Wände des Saales 1. Platz sind in hell-ammender Birke ausgeführt; die Decke, deren einzelne elder dem Raume angepaßte Beleuchtungskörper tragen, t elfenbeinfarbig lackiert. Alle Beschläge sind aus Matt-lber. Als Fußbodenbelag dient ein blauer Velourteppich. ie beiden Eingänge, die gleichzeitig als Garderoben aus-ebildet sind, haben als Abschluß gegen den Saal zu schwere laue Vorhänge erhalten. Die Anrichte, deren Ausgabetisch it einer Marmorplatte belegt ist, enthält außer dem oben-nannten Speisenaufzug einen Eisschrank und mehrere

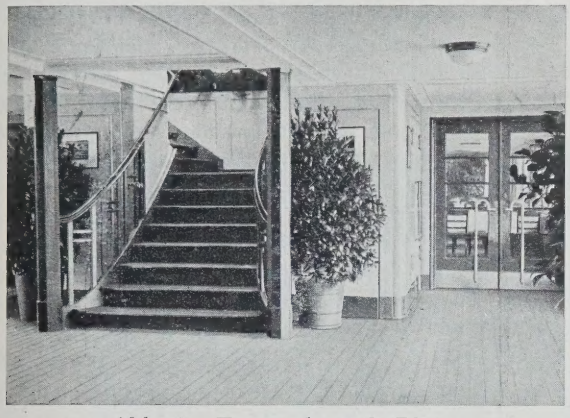


Abb. 9. Treppenhaus 2. Platz.

efächer zum Aufbewahren von Wirtschaftsgeschirr. Der aal 2. Platz ist seiner Bestimmung entsprechend bedeutend nfacher gehalten. Über einem bis zur Fensterhöhe reichenden ockel aus geräuchertem Eichenholz sind als Wandverkleidung ämisch blau lackierte Sperrholzplatten verwendet worden.

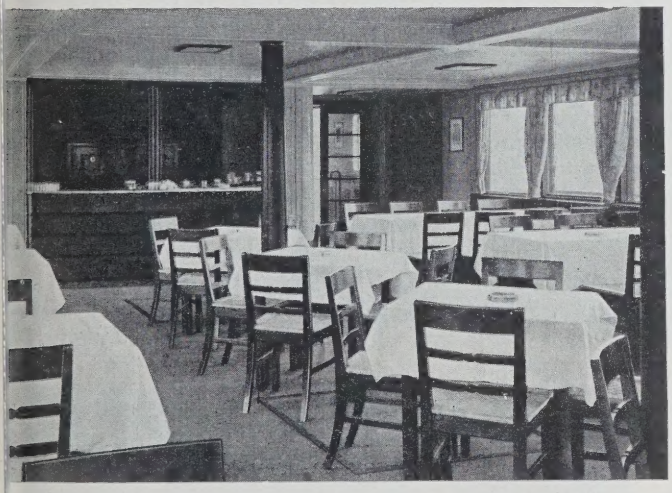


Abb. 10. Saal 2. Platz.

e in weißem Mattlack gehaltene Decke ist der Eisen-nstruktion entsprechend kassettiert. Tische und Stühle d aus Buchenholz; graublaues Linoleum bildet den Fuß-denbelag. Die Anrichte ist außer mit einem Eisschrank d einem Gläsergefach mit einer elektrischen Kochplatte d einer Kaffeekochmaschine ausgestattet.

In der Mitte des Hauptdecks sind in den beiden Seiten-usern die Kasse, die Gepäck- und Posträume und die dürfnisanlagen untergebracht. In den Gängen zwischen n Maschinenschacht und den beiden Seitenhäusern sind Trennungsmerkmale der beiden Fahrklassen Pendeltüren geordnet. Die Waschbecken in den Vorräumen zu den orten haben fließendes Wasser, die Aborte Spülklosetts.

Über zwei in den Vorräumen vor den beiden Sälen aufgestellte Treppenhäuser gelangt man zum Oberdeck (Promenadedeck). Hier steht dem 1. Platz auf dem Vorderdeck zunächst ein kleines freies Deck und eine nach rückwärts offene Laube, deren Einrichtung aus grünlackierten Tischen und japanbraun gestrichenen Peddigrohrsesseln besteht, zur Verfügung. Außerdem sind für die Fahrgäste des 1. Platzes in dem nach rückwärts anschließenden Deckhaus noch ein Raucher- und ein Damenzimmer vorgesehen. Die Wandverkleidungen und die Möbeleinrichtung des ersteren sind

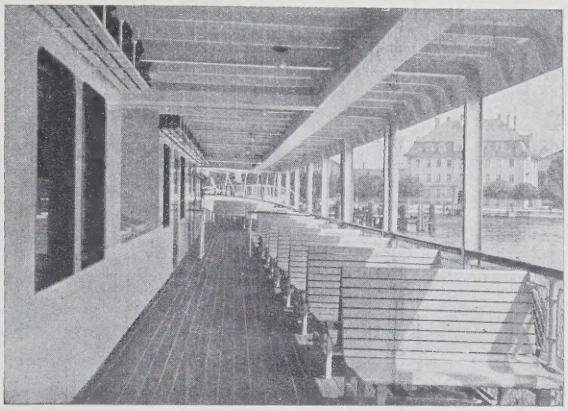


Abb. 11. Promenadedeck.

in mahagoniähnlich gebeiztem, italienischen Nußbaumholz ausgeführt. Für die Sofabezüge hat braungestreifter Epinglé und für die Stuhlbezüge braunes Rindleder Verwendung gefunden; die Vorhänge sind aus beigefarbiger, gemusteter Rohseide. Der Fußboden ist mit einem in beigebraunen Farbtönen gehaltenen Moiréelinoleum belegt. Im Damenzimmer wurde für die Wandverkleidungen und die Einrichtung hellrot poliertes Kirschbaumholz und für die Möbelbezüge

Abb. 12. Kajüte 2. Platz.

blaugrüner Seidenstoff benutzt. Die Decke besitzt einen Weißmatt-Lackanstrich. Ein grüner Velourteppich dient als Bodenbelag.

In den übrigen Räumen des Deckhauses sind außerdem noch die Sammlerbatterie, Abort- und Waschräume und einige Räume für Reinigungsgeräte, Deckstühle und für Rettungswesten und Rettungsringe untergebracht. Der hintere Teil des Oberdecks ist als freies Deck mit Sonnenzeltdach für die Reisenden des 2. Platzes ausgebildet. Hier sowohl als auch auf den breiten Gängen längs des Deckhauses sind die Sitzbänke querschiffs aufgestellt, um den Reisenden eine möglichst gute Aussicht nach beiden Seiten zu bieten. Alle Türen im Deckhaus, die dem Verkehr von Fahrgästen dienen, sind aus Teakholz hergestellt und naturfarben lackiert; alle übrigen

Türen sind in Sperrholz ausgeführt und wie die Wände des Deckhauses weiß gestrichen.

Über dem Oberdeck liegt das Bootsdeck; vor dem Kamin befinden sich die Kommandobrücke, das Steuerhaus und ein

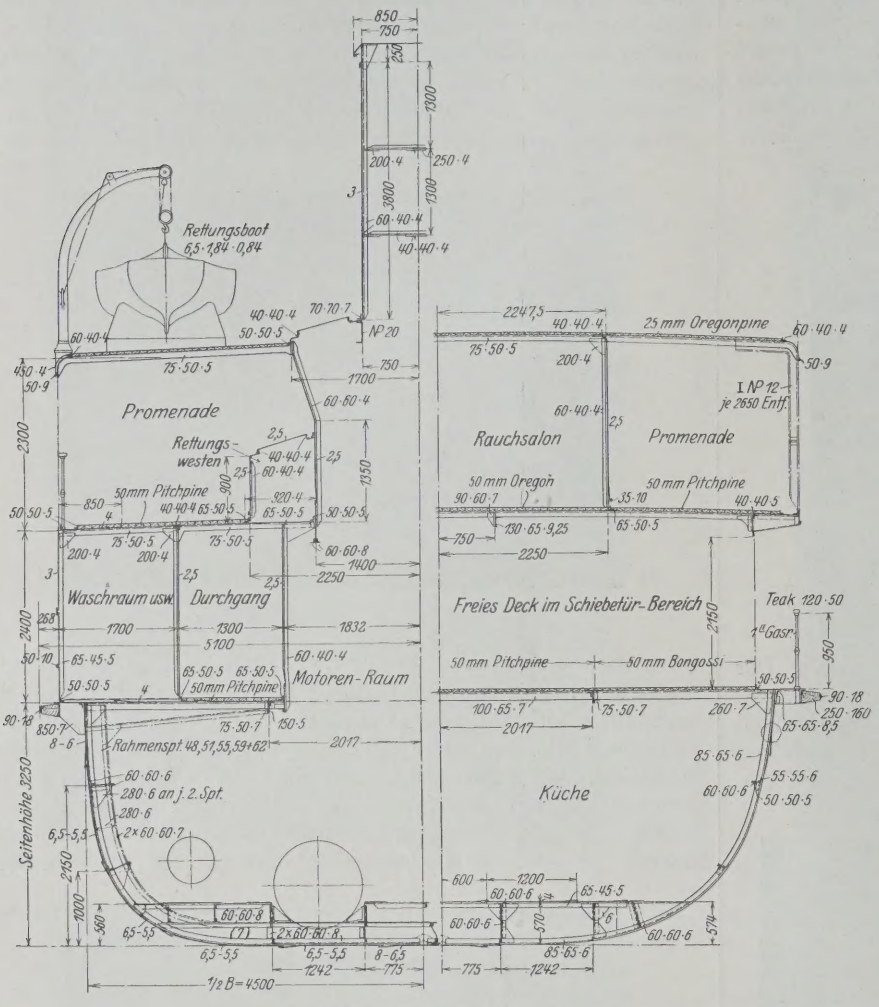



Abb. 13. Hauptspant.

wohnlich eingerichtetes Zimmer für den Kapitän; hinter dem Kamin liegen die Rettungsboote und die Rettungsflöße. Am hinteren Ende des Bootsdecks ist auf beiden Seiten je ein weiterer Kommandostand angeordnet, um dem Kapitän bei Rückwärtsmanövern einen möglichst guten Ausblick nach hinten zu gewährleisten.

Die Platzverteilung auf dem Schiffe ist so getroffen, daß in den Räumen für die Reisenden des 1. Platzes 400 Personen und in denen für die Reisenden des 2. Platzes 800 Personen untergebracht werden können. Aus der Einteilung der einzelnen Räume auf dem Schiffe ist zu ersehen, daß die Forderung nach besserer Unterbringung der Reisenden des 2. Platzes bei gleichzeitiger Zuweisung der ruhigeren und schöneren Räume an die mehrbezahlenden Fahrgäste des 1. Platzes voll erfüllt ist. Vor allem war man überall bestrebt, den einzelnen Räumen durch Anwendung heller Farbtöne auch ein freundliches Aussehen zu geben und durch Anordnung von vielen und großen Fenstern die Möglichkeit einer guten Aussicht nach allen Seiten zu schaffen.

Die Innenausstattung der einzelnen Räume für die Fahrgäste wurde nach den Entwürfen und Plänen der Hofmöbelfabrik M. Ballin in München und der Deutschen Werkstätten A.-G. in München in deren eigenen Werkstätten ausgeführt, und zwar der Saal 2. Platz mit Vorraum und Treppenhaus, die Kajüte und das Damenzimmer von der Hofmöbelfabrik M. Ballin und der Saal 1. Platz mit Vorraum und Treppenhaus, die Laube und das Raucherzimmer von den Deutschen Werkstätten. Der Bilderschmuck für die verschiedenen Räume wurde von den dem Allgäuer Verkehrsverband angegliederten Fremden- und Verkehrsvereinen gestiftet.

---

Der Schiffskörper ist zur Erreichung der günstigsten Form in der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt eingehenden Schleppversuchen unterzogen worden. Er hat einen geraden, leicht ausfallenden Vorsteven und ein sogenanntes Kreuzerheck. Bei der Formgebung des Unterwasserschiffes ist insbesondere auf gute Steuerfähigkeit und gute Rückwärtswirkung der Schrauben Wert gelegt worden. Die einzelnen Teile des Schiffskörpers sind ausreichend kräftig; die Materialstärken wurden in Anlehnung an die Vorschriften des Germanischen Lloyds gewählt. Vor allem nahm man darauf Bedacht, etwaige Erschütterungen durch reichliche und kräftige Abstützungen auf ein Mindestmaß zurückzuführen. (Der Hauptspant ist aus Abb. 13 ersichtlich.)

Der Schiffskörper ist durch acht wasserdichte Schotten in neun Abteilungen abgeteilt, von denen die beiderseits an den Maschinenraum anschließenden Räume auch noch Doppelböden erhalten haben. Diese Unterteilungen des Schiffskörpers machen das Schiff praktisch unsinkbar, selbst wenn die größte Abteilung des Schiffskörpers, der Maschinenraum, oder im ungünstigsten Falle sogar die beiden letzten wasserdichten Abteilungen des Hinterschiffs mit Wasser vollgelaufen sind. Durch Ausrüstung der genannten Doppelböden mit Flut-einrichtungen wurde außerdem erreicht, daß durch Aufnahme von Ballastwasser in einen der durch die Doppelböden geschaffenen Räume das Schiff bei ungleichmäßiger Belastung eine günstigere Trimmlage erhält, oder daß bei leerem oder leicht beladenem Schiff dieses weiter eintaucht, damit die Schrauben mit einem günstigen Wirkungsgrad arbeiten.

Die beiden aus Bronze hergestellten Schrauben haben einen Durchmesser von 1,60 m; sie wurden ebenfalls in Ham-

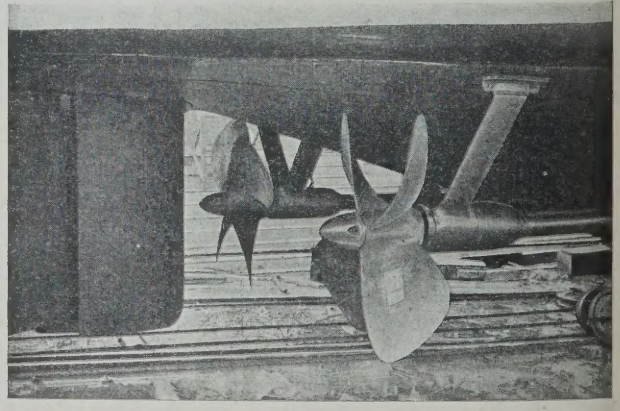


Abb. 14. Schraubenanordnung.

burg eingehenden Versuchen unterzogen, insbesondere darauf hin, daß sie neben einem günstigen Wirkungsgrad für die Vorwärtsbewegung dem Schiff bei Rückwärtsschlagen die

hrauben auch einen möglichst kurzen Stoppweg verleihen. es wurde dadurch erreicht, daß die vier Flügel der Schrauben sonders große, im äußeren Teile senkrecht zur Achse anordnete Druckflächen erhielten (siehe Abb. 14).

Als Ruder fand ein sogenanntes kraftsparendes Ruder rwendung und zwar ein Stromlinienruder nach der Bauart n Dr. Ing. Oertz in Hamburg. Die am Steuerrad aufzundende Kraft ist dabei nur etwa $^1/_3$ so groß, wie sie zur wegung eines gewöhnlichen Blattruders bei einem gleich oßen Schiff notwendig wäre. Infolge dieser großen Abminderung der Steuerkraft konnte eine sonst erforderliche Ruderaschine entbehrt werden. Die Übertragung der Kraft vom euerrad im Steuerhause auf das im Heckraum angeordnete idergetriebe erfolgt durch eine unter dem Hauptdeck laufende Kugellagern gelagerte Wellenleitung; alle Richtungserungen der Wellenleitung werden durch gefräste Kegeler betätigt. Als Notsteuereinrichtung dient ein am hinteren le des Oberdecks aufgestellter Handsteuerapparat.

Die beiden Masten sind in Spuren aus Eisenkonstruktion dem Oberdeck umklappbar eingerichtet, damit sie jeweils dem Aufziehen des Schiffes auf die Helling ohne große wierigkeiten entfernt werden können.

Als Hauptantriebsmaschinen dienen zwei direkt teuerbare Achtzylinder-Dieselmotoren der Maschinenrik Augsburg-Nürnberg, Type Gvu 42, die im einfach enden Viertakt mit kompressorloser Brennstoffeinspritzung iten. Normal leisten die Motoren je 380 $PS_e$ bei etwa Umdrehungen/Min.; ihre Höchstleistung ist 460 $PS_e$ bei 340 Umdrehungen/Min. Der Brennstoffverbrauch ägt bei Verwendung eines geeigneten Brennstoffs mit m unteren Heizwert von mindestens 10000 Kal/kg für $PS_e$.h 177 g bei normaler Leistung der Motoren; an nieröl werden für die $PS_e$.h etwa 3 g verbraucht (Abb. 15). Die Motoren zeigen eine geschlossene Kastenbauart. Ständer und Zylinderblock sind durch Stahlanker, die von der Grundplatte bis zur Oberkante des Zylinderblocks reichen, von den durch Kompression und Verbrennung hervorgerufenen Zugkräften entlastet. Diese Bauart gibt den Maschinen hohe Steifigkeit und gewährleistet gute Zugänglichkeit aller Teile. Die Grundplatte ist besonders breit gewählt, um die Standfestigkeit des Motors zu erhöhen und die Längsträger der Maschinenfundamente ohne Knickung von Schott zu Schott durchlaufen lassen zu können.

Neben der üblichen Umsteuerung von Hand haben die Motoren erstmals auf der „Allgäu" auch noch eine durch Druckluft und Öl betätigte automatische Umsteuerung erhalten. Damit wird erreicht, daß der Umsteuerungsvorgang nur wenige Sekunden in Anspruch nimmt, da die Hebel ohne die geringste Kraftanstrengung betätigt werden können. Die

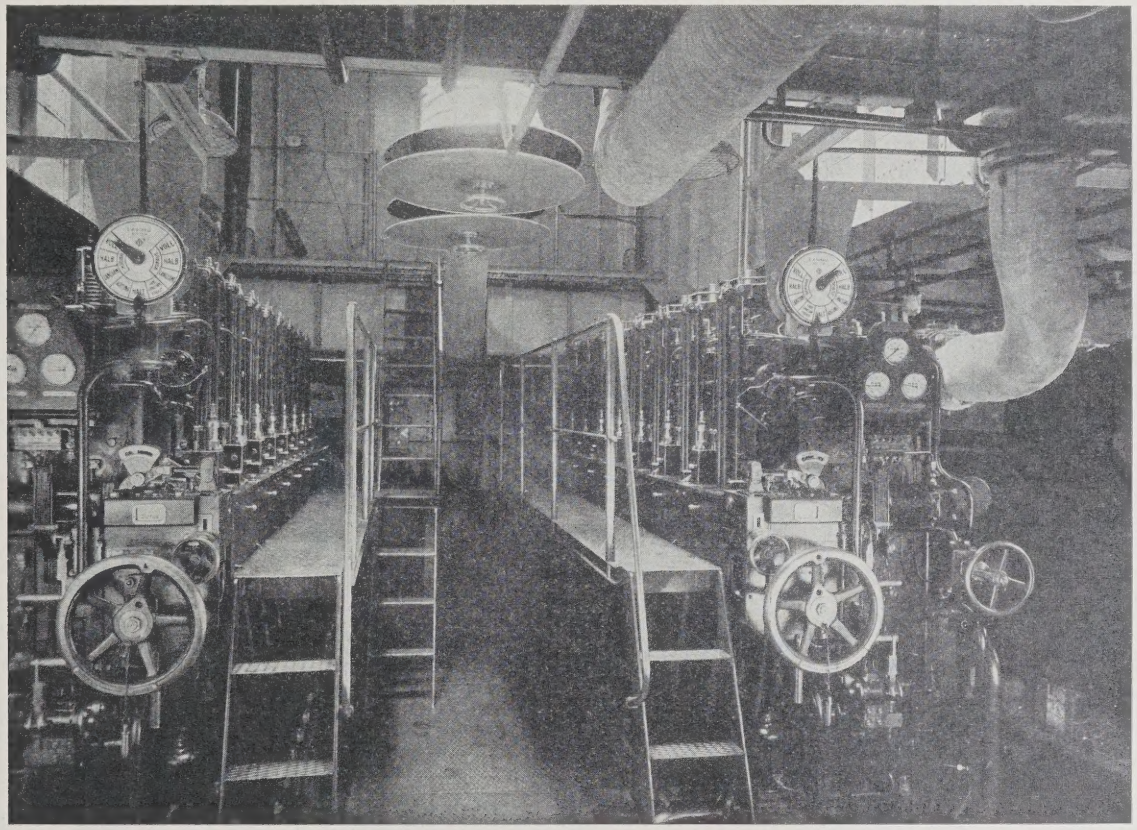


Abb. 15. Ansicht des Maschinenraumes.

für jeden Zylinder getrennt ausgeführten Brennstoffpumpen und die Schmierölpumpen sind an die Motoren angebaut; desgleichen auch die Kühlwasser-, Lenz- und Anlaßpumpen. Diese Anordnung gestattet einen störungslosen Betrieb, selbst wenn eines der weiter unten beschriebenen Hilfsaggregate ausfallen sollte.

Zur Erzielung eines möglichst erschütterungsfreien Arbeitens der Motoren und damit eines ruhigen Laufes des Schiffes sind die Schwungräder und Wellenleitungen so angeordnet und bemessen worden, daß keine Interferenzschwingungen auftreten können. Zu dem gleichen Zweck sind auch die Schrauben statisch und dynamisch ausgewuchtet worden.

Für jeden Motor ist ein Anlaßluftbehälter für 25 atm Betriebsdruck und von 1100 Liter Inhalt vorgesehen; beide zusammen gewährleisten ein etwa fünfzehnmaliges Anlassen der zwei Motoren. Zum Aufladen der Behälter bestehen zwei Möglichkeiten: für den gewöhnlichen Betrieb (während der Fahrt) dient ein an den backbordseitigen Hauptantriebsmotor mittels Riemenübertragung angehängter Luftverdichter

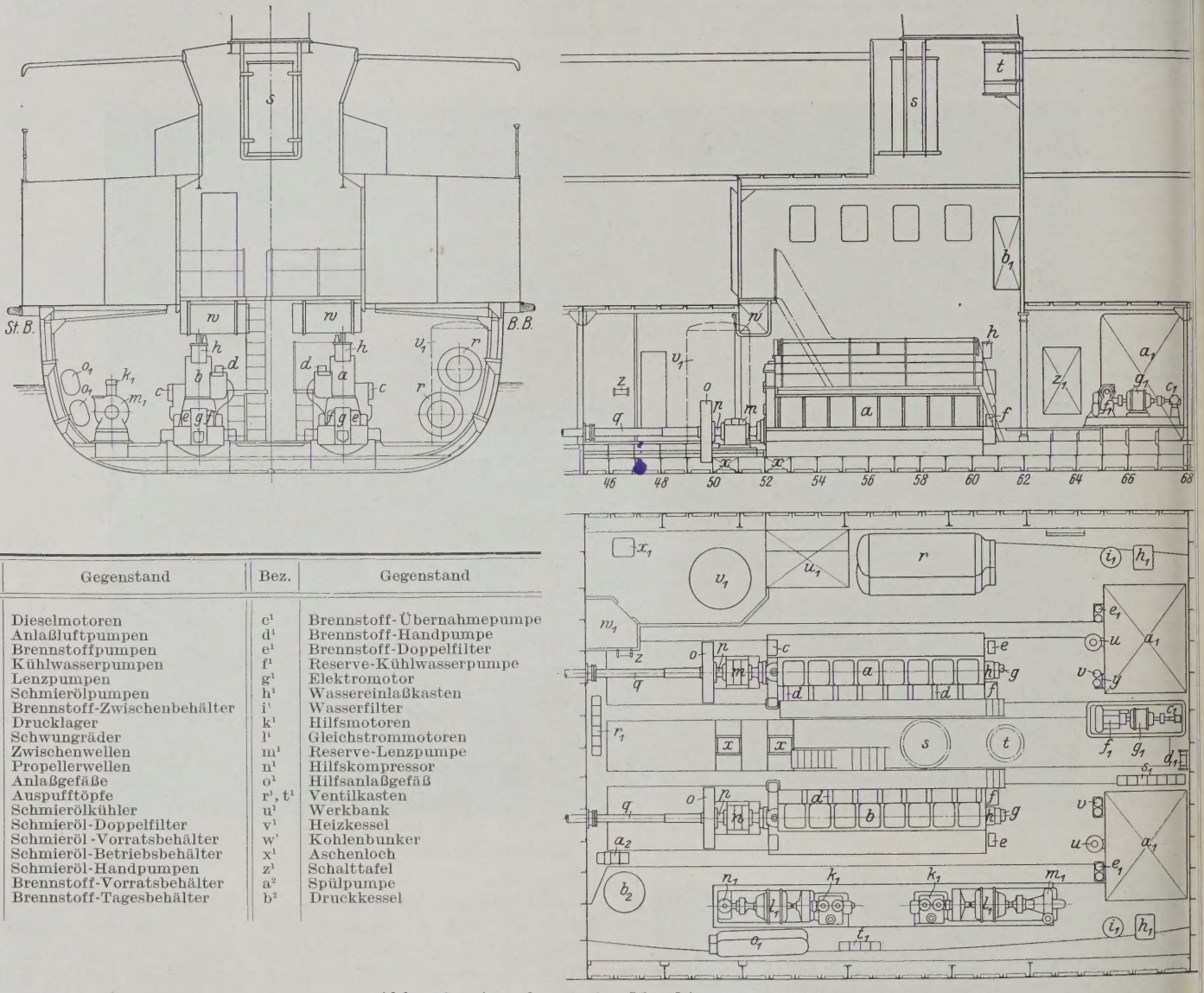
von etwa 12 m³ Ansaugleistung. Ferner ist ein von einem Hilfsmotor angetriebener Kompressor von 45 m³ stündlicher Leistung vorhanden.

Die zwei Brennstofftanks fassen zusammen 15 Tonnen, was einem Brennstoffbedarf von etwa zehn bis zwölf Tagen entspricht. Die beiden Schmierölbehälter haben ein Fassungsvermögen von 800 Liter, so daß auch hier für viele Tage Vorrat an Bord mitgeführt werden kann.

Im Maschinenraum sind außerdem noch die Hilfsmaschinensätze untergebracht (Abb. 16). Es sind dies zunächst zwei stehende kompressorlose Zweizylinder-Zweitakt-Dieselmotoren der Motorenfabrik Deutz von 15 $PS_e$ Leistung bei 700 Umdrehungen/Min. Beide Motoren dienen zusammen mit je einer fest gekuppelten Gleichstromdynamo von 115 Volt Spannung und 10 kW Dauerleistung einerseits zur Erzeugung von Lichtstrom, andererseits ist je einer von ihnen ein- und ausrückbar eingerichtet zum Antrieb des obengenannten Kompressors von 45 m³ stündlicher Ansaugleistung und einer für große Wassermengen bestimmten Lenzpumpe von 50 m³ Stundenleistung. Ferner ist als Reservekühlwasserpumpe und als Lenzpumpe für kleinere Wassermengen, sowie für Deckwasch- und Feuerlöschzwecke noch eine von einem 3,5 $PS_e$-Elektromotor angetriebene Kolbenpumpe von 15 m³ Stundenleistung vorgesehen. Schließlich hat im Maschinenraum noch eine kleine SSW-Elmo-Haushaltungspumpe mit Winddruckkessel für den Betrieb der Waschgelegenheiten und Abortspüleinrichtungen Aufstellung gefunden.

Die Beheizung der einzelnen Räume für die Fahrgäste und die Mannschaft wird durch einen mit Kohlenfeuerung betriebenen, in einer staubdichten Abschottung im Maschinenraum aufgestellten Niederdruckdampfkessel bewirkt. Die Heizung ist so bemessen, daß bei einer Außentemperatur von — 15° C nach einstündigem Heizen in allen geheizten Räumen eine Innentemperatur von + 18° C erreicht wird.

Für die Beleuchtung der einzelnen Räume und der Signale sind zwei getrennte Lichtleitungsnetze angelegt, ein Netz für die gesamte Beleuchtung und ein Notbeleuchtungs-




| Bez. | Gegenstand | Bez. | Gegenstand |
|---|---|---|---|
| a, b | Dieselmotoren | $c^1$ | Brennstoff-Übernahmepumpe |
| c | Anlaßluftpumpen | $d^1$ | Brennstoff-Handpumpe |
| d | Brennstoffpumpen | $e^1$ | Brennstoff-Doppelfilter |
| e | Kühlwasserpumpen | $f^1$ | Reserve-Kühlwasserpumpe |
| f | Lenzpumpen | $g^1$ | Elektromotor |
| g | Schmierölpumpen | $h^1$ | Wassereinlaßkasten |
| h | Brennstoff-Zwischenbehälter | $i^1$ | Wasserfilter |
| m, n | Drucklager | $k^1$ | Hilfsmotoren |
| o | Schwungräder | $l^1$ | Gleichstrommotoren |
| p | Zwischenwellen | $m^1$ | Reserve-Lenzpumpe |
| q | Propellerwellen | $n^1$ | Hilfskompressor |
| r | Anlaßgefäße | $o^1$ | Hilfsanlaßgefäß |
| s, t | Auspufftöpfe | $r^1, t^1$ | Ventilkasten |
| u | Schmierölkühler | $u^1$ | Werkbank |
| v | Schmieröl-Doppelfilter | $v^1$ | Heizkessel |
| w | Schmieröl-Vorratsbehälter | $w^1$ | Kohlenbunker |
| x | Schmieröl-Betriebsbehälter | $x^1$ | Aschenloch |
| y, z | Schmieröl-Handpumpen | $z^1$ | Schalttafel |
| $a^1$ | Brennstoff-Vorratsbehälter | $a^2$ | Spülpumpe |
| $b^1$ | Brennstoff-Tagesbehälter | $b^2$ | Druckkessel |

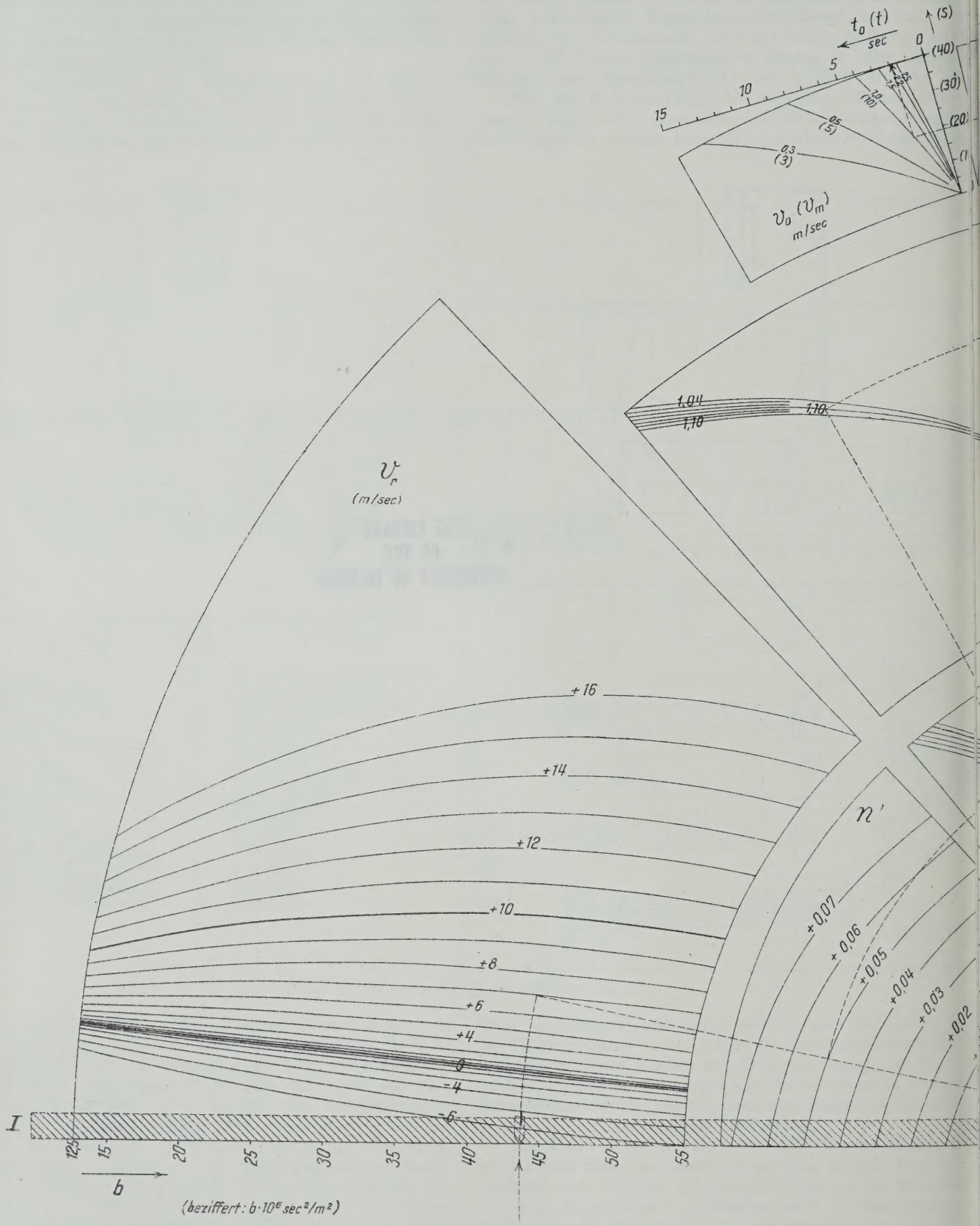
Abb. 16. Anordnung des Maschinenraumes.

netz. In letzteres sind außer einer kleinen Beleuchtung für die Fahrgasträume insbesondere die sämtlichen Signallichter einbezogen. Zum Betrieb der Notbeleuchtung, des Küchenventilators und der Umwälzpumpe für die Heizung dient eine Sammlerbatterie von 150 Amp.-Stunden Kapazität für 110 Volt Spannung und fünfstündige Entladezeit.

Zur Übermittlung der Befehle von der Kommandobrücke zum Maschinenraum ist auf den beiden Nocken der vorderen und hinteren Kommandobrücke je ein Maschinentelegraph angeordnet. Außerdem sind an den genannten Stellen und im Steuerhaus sowie im Maschinenraum und am Heck des Schiffes die erforderlichen Sprachrohre und Klingelleitungen vorhanden.

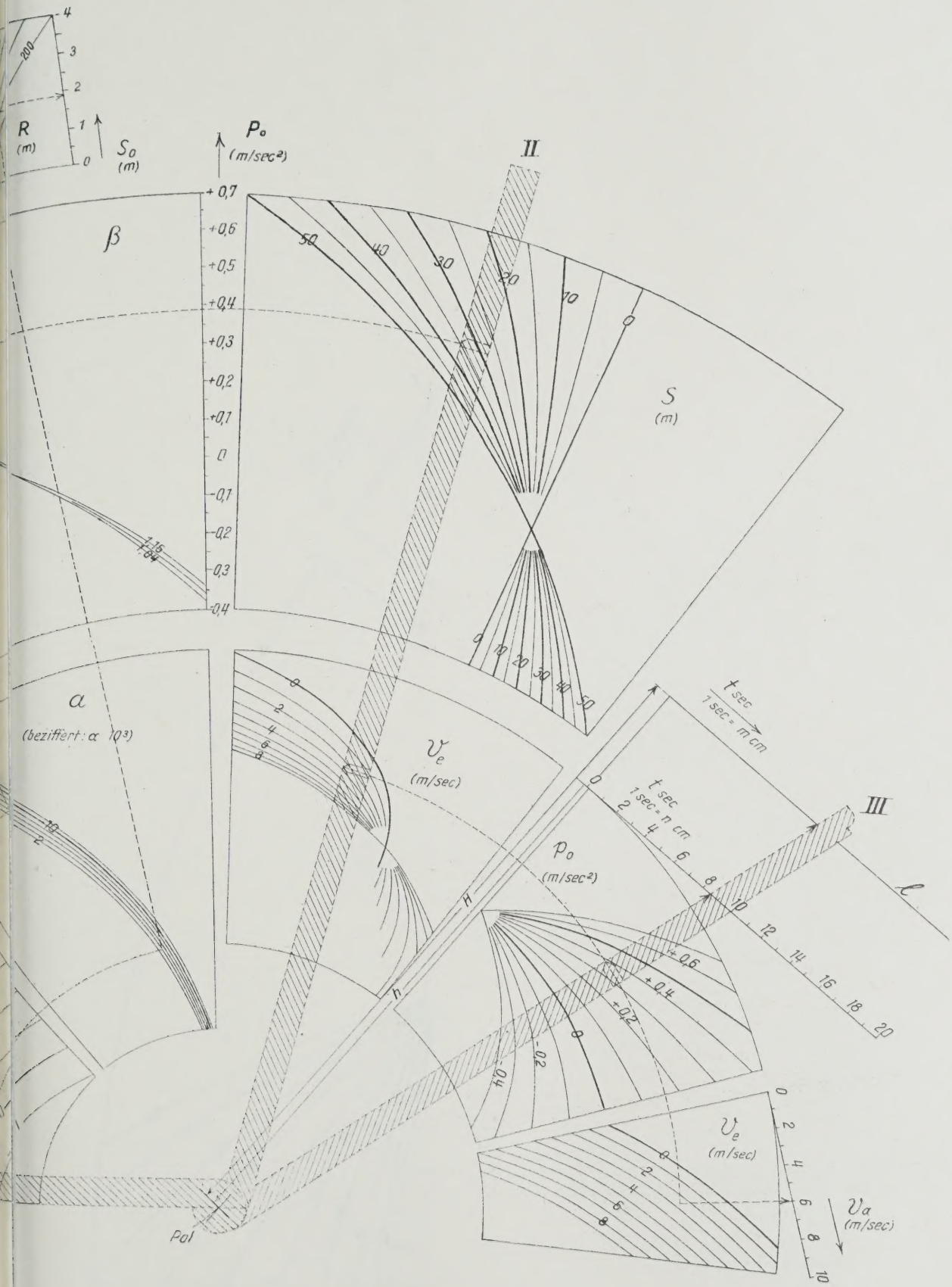
THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# Zum Aufsatz: Mechanische Bestimmung von Zeit- und
## durch Nomographie



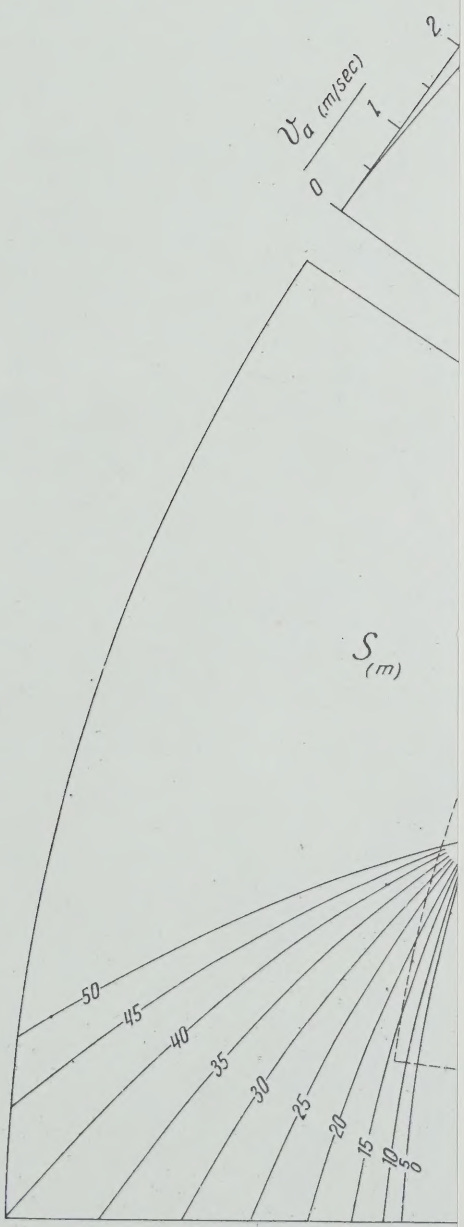

Verlag Julius Springer, Berlin.

# windigkeitsweglinien frei laufender Eisenbahnfahrzeuge
## olarem Bezugssystem.



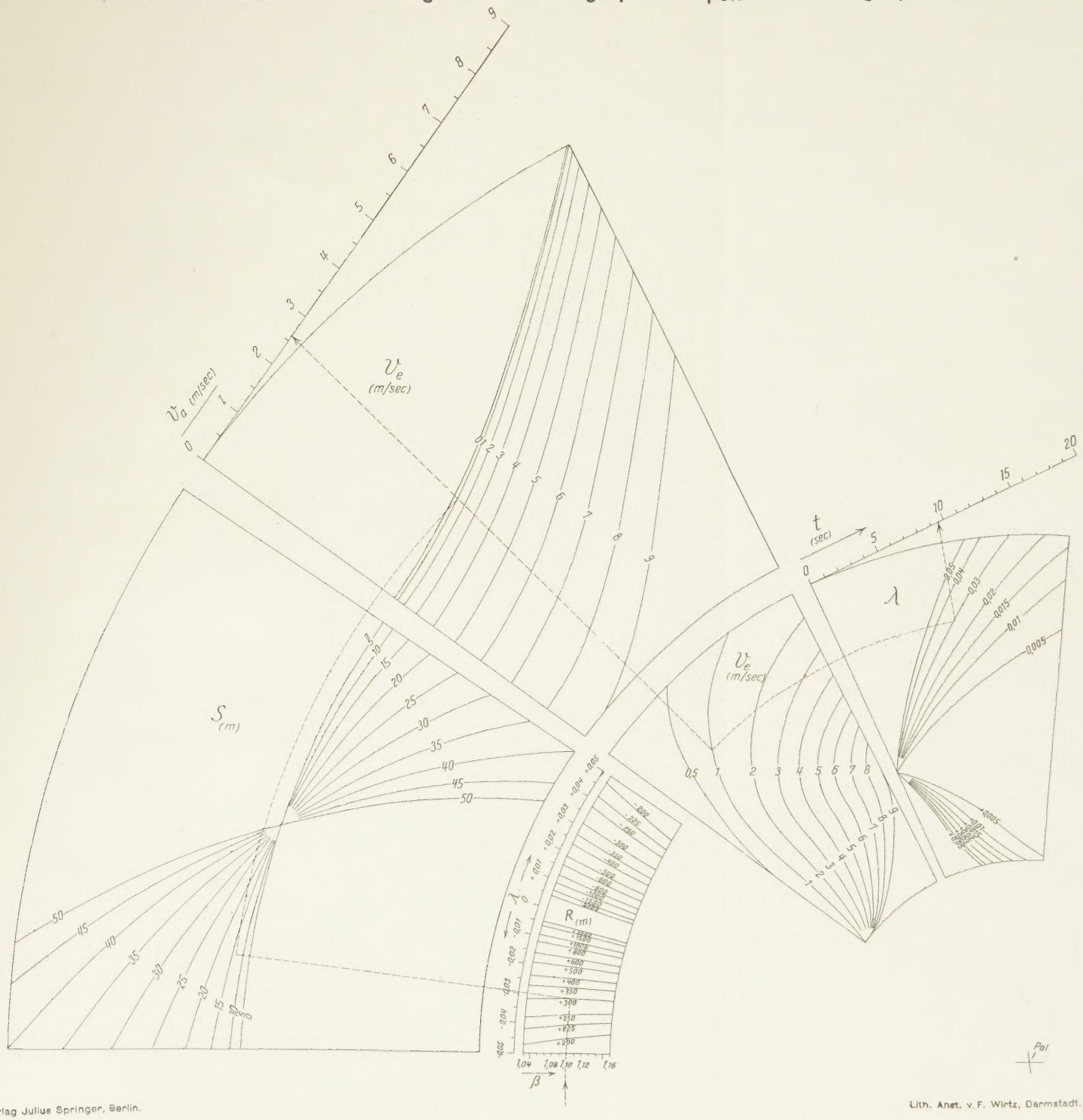

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Zum Aufsatz: M
# frei laufender Eis




Verlag Julius Springer, Berlin.

# Zum Aufsatz: Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien frei laufender Eisenbahnfahrzeuge durch Nomographie mit polarem Bezugssystem.




Verlag Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

An Rettungsmitteln sind außer drei größeren Rettungsbooten für je 25 Personen und einem kleineren Boot für 15 Personen, sowie acht Rettungsflößen für je 18 Personen in ausreichender Anzahl Rettungsringe und Rettungswesten, leicht greifbar über das ganze Schiff verteilt.

---

Das Doppelschrauben-Dieselmotorschiff „Allgäu" wurde nach den von der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, Gruppenverwaltung Bayern aufgestellten Richtlinien von der „Deggendorfer Werft und Eisenbau G. m. b. H." in Deggendorf entworfen und gebaut. Die Bauzeit betrug 14½ Monate. Nach eingehenden technischen Erprobungen und Abnahmefahrten wurde es am 14. August 1929 in den planmäßigen Dienst eingestellt.

Im nachstehenden soll noch kurz auf das Ergebnis der einzelnen Prüfungen eingegangen werden.

1. Tiefgang: Nach den Vergebungsbedingungen sollte das Schiff mit vollen Vorräten und 1000 Reisenden und mit der Besatzung nicht über 1,70 m eintauchen.

Die Messungen ergaben für diese Belastung einen Tiefgang von 1,69 m. Mit Rücksicht darauf, daß das Schiff wohl nur im Sommer, also zur Zeit des guten Wasserstandes, Besetzungen über 600 bis 700 Personen haben wird und daß es dem verfügbaren Raum nach bequem 1200 Personen aufnehmen kann, ohne daß dabei wegen der Stabilitätsminderung Bedenken zu liegen wären, wurde eine Besetzungsmöglichkeit von 1200 Personen zugelassen. Der Tiefgang beträgt hierbei 1,75 m.

2. Stabilität (Metazentrische Höhe): Verlangt war eine metazentrische Höhe von 1,60 m für das unverletzte, vollbesetzte und betriebsfertige Schiff und von 0,70 m bei gleicher Belastung und vollgelaufenen Maschinenraum.

Die Messungen beim Krängungsversuch ergaben für den ersten Fall eine metazentrische Höhe von 1,54 m. Unter Berücksichtigung eines Spielraums von 5 v. H. für Ungenauigkeit der Messung und Rechnung kann die gestellte Bedingung von 1,60 m als erfüllt gelten. Eine Metazenterhöhe von 1,54 m wäre aber auch ohnedies als völlig ausreichend anzusprechen.

Die metazentrische Höhe für den zweiten Fall (bei vollbelastetem und betriebsbereitem Schiff und überflutetem Maschinenraum) beträgt 0,71 m.

Die Stabilität des neuen Schiffes ist also wesentlich größer als bei den vorhandenen Dampfschiffen, die im unverletzten Zustande nur eine Metazenterhöhe von 0,75 bis 1 m und bei vollgelaufenem Maschinenraum höchstens noch von 0,20 bis 0,25 m haben. Demgegenüber ist es bedeutungslos, wenn die Metazenterhöhe des neuen Schiffes bei Besetzung mit 1200 Personen für die beiden angenommenen Fälle jeweils noch um etwa 10 cm sinkt.

3. Leckrechnung: Hier war der Nachweis der Schwimmfähigkeit und Stabilität des Schiffes bei Vollaufen von zwei benachbarten Abteilungen gefordert.

Die Rechnung ist für den ungünstigsten Fall, nämlich für das Vollaufen der beiden letzten wasserdichten Abteilungen des Hinterschiffes durchgeführt worden. Hierbei verbleibt an der tiefsten Stelle nach Eintritt der Krängung, gemessen von der Leckwasserlinie bis zur Unterkante Hauptdeck noch ein Freibord von 0,50 m und eine Metazenterhöhe von 0,80 m.

Für den Fall des Vollaufens des Maschinenraumes allein beträgt die Freibordhöhe bis Unterkante Hauptdeck noch etwa 1,20 m und die Metazenterhöhe, wie unter 2. bereits ausgeführt, noch 0,71 m.

Die Sicherheit des neuen Schiffes gegen Sinken ist also sehr groß.

4. Drehfähigkeit: Die Drehversuche ergaben bei halber Fahrt im Mittel einen Drehkreis von rund 240 m, d. h. von etwa der vierfachen Schiffslänge. Gegenüber einem Drehkreis von 400 m, der mit den vorhandenen Dampfschiffen im besten Falle zu erreichen ist, bedeutet dies eine wesentliche Verbesserung der Drehfähigkeit.

5. Geschwindigkeit: Gefordert war bei voller Besetzung des Schiffes und normaler Beanspruchung der Maschinen eine Dauergeschwindigkeit von 25 km/Std. und bei Höchstleistung der Maschinen eine Geschwindigkeit von 27 km/Std. während 2 Stunden.

Aus einer größeren Anzahl von Meilenfahrten, sowie aus Logmessungen durch die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt ergab sich, daß das Schiff mit der Regelleistung der Motoren von 760 $PS_e$ bei etwa 320 Umdrehungen/Min. eine Dauergeschwindigkeit von 25,7 km/Std. und mit der Höchstleistung der Maschinen von 920 $PS_e$ bei etwa 340 Umdrehungen/Min. während 2 Stunden eine mittlere Geschwindigkeit von 27,4 km/Std. erreicht.

6. Stoppweg: Bedingung war, daß das Schiff aus einer Geschwindigkeit von 12 km/Std. auf eine Schiffslänge stoppt.

Die Versuche zeigten, daß diese Bedingung voll eingehalten wird. Die gemessenen Stoppwege bewegten sich bei der vorgeschriebenen Geschwindigkeit zwischen 56 und 62 m.

---

Aus den vorstehenden Ausführungen ist zu ersehen, daß das Doppelschrauben-Dieselmotorschiff „Allgäu" in allen Dingen als wohlgelungen bezeichnet werden darf. Man wird sonach in der Annahme nicht fehl gehen, daß auf Grund dieses günstigen Ergebnisses für den Bodensee etwa noch neu zu beschaffende große Schiffe bis auf weiteres nur mehr als Dieselschraubenschiffe ausgebildet werden. Für kleinere Bodenseeschiffe von 250 bis 400 Personen Fassungsvermögen wird diese Bauart, da sich die Verhältnisse dort noch günstiger gestalten, ohnehin schon seit einigen Jahren mit Erfolg angewendet; die während der letzten drei Jahre im Bereich der Reichsbahndirektion Karlsruhe in Dienst gestellten vier Dieselschraubenschiffe „Radolfszell", „Mainau", „Höri" und „Mettnach" bewähren sich gut.

# Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien ablaufender Eisenbahnfahrzeuge durch Netznomographie mit polarem Bezugssystem.

Von Dr. Ing. **O. Ammann**, Professor und Dr. Ing. **F. Raab**, Regierungsbaurat und Privatdozent, Technische Hochschule Karlsruhe.

Hierzu Tafeln 26 und 27.

Die Zeitweglinien der ablaufenden Wagen stellen ein unentbehrliches Hilfsmittel dar zur wissenschaftlichen Durchforschung zahlreicher Fragen des Rangierbetriebs. Sei es zur Feststellung der Leistungsfähigkeit eines Ablaufberges, sei es im besonderen zur Beurteilung des Erfolges, den ein betriebstechnisches Hilfsmittel (Gleisbremse) oder eine Maßnahme (Gefällsänderung) bringt, immer wieder greift der Ingenieur auf die Zeitweglinie zurück.

Die einzelne Zeitweglinie gibt ein klares Bild von der Bewegung des Fahrzeuges. Aus einer Schar solcher Linien, aufgezeichnet für nacheinander abrollende Fahrzeuge, läßt sich unmittelbar für jeden Zeitpunkt der Ort bestimmen, wo sich die Fahrzeuge augenblicklich befinden oder es läßt sich umgekehrt feststellen, in welcher Zeitfolge eine bestimmte Stelle von den Fahrzeugen passiert wird; mittelbar läßt sich daraus die Fahrgeschwindigkeit und Beschleunigung an jeder Stelle bestimmen. Die Geschwindigkeit $v = \frac{ds}{dt}$, die das Fahrzeug in einem gewählten Zeitpunkt oder an einer bestimmten Stelle inne hat, ist eine Funktion der Neigung der

Zeitweglinie; aus der Krümmung kann auf die Geschwindigkeitsänderung (Beschleunigung oder Verzögerung) und auf den Verlauf der Geschwindigkeitsänderungen geschlossen werden. In allen Fällen, wo es auf die genaue Kenntnis der Geschwindigkeit und des Geschwindigkeitsverlaufes ankommt, wird man aber außerdem noch die Geschwindigkeitsweglinie aufzeichnen.

Die bisher bekannt gewordenen Verfahren und Hilfsmittel für die Ermittlung von Zeitweglinien und Geschwindigkeitsweglinien ergeben teils nur grobe Näherungen, die für das wirkliche Bedürfnis nicht ausreichen, teils sind sie verwickelt oder umständlich in der Handhabung und erfordern besondere wissenschaftliche Vorkenntnisse und Übung. Es ist neuerdings auch die Nomographie in den Dienst der Lösung dieser Aufgabe gestellt worden, jedoch nur in beschränktem Umfange, so daß dabei immer noch eine Reihe von Überlegungen und Zwischenrechnungen erforderlich ist.

Die Verfasser haben sich daher zur Aufgabe gemacht, der Praxis, aber auch dem Wissenschaftler ein Instrument in die Hand zu geben, das eine vollständig mechanische Ermittlung der Geschwindigkeiten und der Laufzeiten ablaufender Wagen für die praktisch vorkommenden Fälle unter Berücksichtigung aller Einflüsse gestattet. Es besteht aus einer Kurventafel, auf der ein mit verschieblichem Reiter versehenes Lineal drehbar befestigt ist. Bei der Herstellung der Kurventafel wurden Methoden der Netznomographie auf die unten folgenden Gleichungen angewendet. Die Gleichungen sind in der Verkehrstechnischen Woche veröffentlicht worden*) und werden hier der Vollständigkeit halber mit Erläuterung der verwendeten Zeichen angeführt.

Man vergleiche:

1) $\ldots p_o = \frac{g}{\beta}\left[n - a - c \mp b\,(v_e + w)^2\right] = \frac{g}{\beta}\left[n' - a - \frac{b\,(v_r)^3}{|v_r|}\right]$ „B" Gl. 4), 5), $8_o$) und $30_o$)

2) $\ldots . t = \frac{-v_e + \sqrt{v_e^2 + 2 p_o s}}{p_o}$ „B" Gl. $26_o$)

3) $\ldots v_a = v_e + p_o t$ „B" Gl. $20_o$)

4) $\ldots v_a = \sqrt{v_e^2 - \lambda \cdot s^2}$ „Z" Abschn. 2d, Gl. 2)

5a) $\ldots t = \frac{1}{\sqrt{-\lambda}} \cdot \mathfrak{Ar}\,\mathfrak{Sin}\,\frac{s}{v_e}\sqrt{-\lambda}$ „Z" Abschn. 2d, Gl. 3a)

5b) $\ldots t = \frac{1}{\sqrt{\lambda}}\,\mathrm{arc\ sin}\,\frac{s}{v_e}\sqrt{\lambda}$ „Z" Abschn. 2d, Gl. 3b)

Es bezeichnet:

$p_o$ = die Beschleunigung des Fahrzeuges in m/sec², die abschnittweise als Konstante eingeführt wird,

$g$ = die Erdbeschleunigung in m/sec²,

$\beta = \frac{G + G'}{G}$, wobei G das Fahrzeuggewicht, G' ein „im Laufkreis der Räder vereinigt gedachtes reduziertes Radsatzgewicht" darstellt,

$n$ = die trigonometrische Tangente des Neigungswinkels der Bahn zur Horizontalen,

$a$ = der Koeffizient des reinen Laufwiderstandes,

$c$ = der Koeffizient des Krümmungswiderstandes in Gleiskurven,

$b$ = der Luftwiderstandsbeiwert,

$v_e$ = die Einlaufgeschwindigkeit in einen Streckenabschnitt in m/sec (Anfangsgeschwindigkeit),

$v_a$ = die Auslaufgeschwindigkeit in m/sec (Endgeschwindigkeit),

$w$ = die in die Richtung des Schienenweges fallende Windgeschwindigkeitskomponente in m/sec; (w ist positiv zu rechnen, wenn der Wind entgegen der Bewegungsrichtung des Fahrzeuges weht),

$t$ = die Laufzeit in Sek.

$s$ = der Laufweg in m,

$\lambda = -\frac{g}{\beta} R$, wobei R den Krümmungshalbmesser des Ausrundungsbogens bezeichnet (R ist positiv zu rechnen bei konvexen, negativ bei konkaven Bogen),

$n' = n - c$,

$\mp b\,(v_e + w)^2 = -\frac{b\,(v_r)^3}{|v_r|}$.

Die Gleichung $n' = n - c$ besagt, daß bei Strecken, denen ein Krümmungswiderstand zu berücksichtigen ist, statt des wirklichen Neigungswinkels bzw. dessen trigonometrischer Tangente ein um den Betrag des Kurvenwiderstandskoeffizienten c geringerer Wert einzuführen ist, oder mit anderen Worten: es wird in diesen Fällen eine Bahn mit ideeller Neigung zugrunde gelegt, die für das Ergebnis gleichwertig ist mit der wirklich vorhandenen geneigten und gekrümmten Strecke.

In der Gleichung $\mp b\,(v_e + w)^2 = -\frac{b\,(v_r)^3}{|v_r|}$ ist $(v_e - w)$ zu einer Größe $v_r$ zusammengefaßt; durch die gewählte Schreibweise ist das Vorzeichen eindeutig festgelegt.

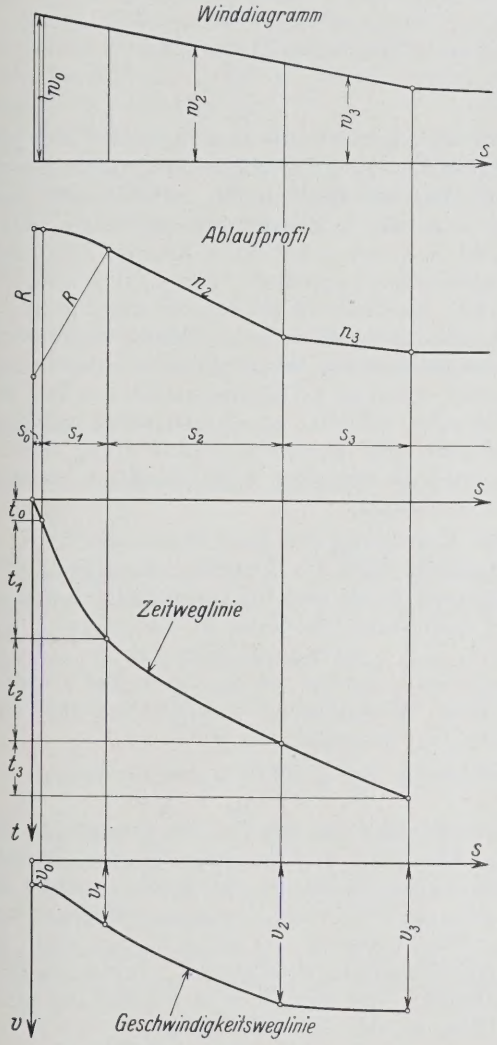
Auf Taf. 26 und 27 ist das Instrument schematisch wiedergegeben. Zur Handhabung geht man von den in jedem Einzelfall bekannten Systemgrößen, also den Krümmungs- und Neigungsverhältnissen der Bahn, den dem betrachteten Fall zugrunde liegenden Windstärken, sowie den Fahrzeugkonstanten aus. Die Geschwindigkeit und die Laufzeit des Fahrzeugs wird rein mechanisch gefunden durch Handhabung des um den Pol der Darstellung drehbaren Lineals und des verschieblichen Reiters. Dieser ist in den bei der Bedienung sich ergebenden Lineallagen nacheinander auf die gegebenen Größen einzustellen. Als Resultat der Handhabung findet man t und v als Streckenlängen, so daß diese Ergebnisse unmittelbar mit dem Zirkel abgegriffen und zur maßstäblichen Aufzeichnung der Zeitweglinien oder der Geschwindigkeitsweglinien benutzt werden können. Zur näheren Erläuterung diene folgendes Beispiel:

Gegeben sei das in der Textabbildung dargestellte Profil eines Ablaufberges mit den eingeschriebenen Neigungen und einem mit dem Radius R ausgerundeten Bergschenkel. Die Längen der einzelnen Streckenabschnitte sind durch $s_0$, $s_1$, $s_2$ und $s_3$ bezeichnet. Die der Untersuchung zugrunde gelegten Windstärken sind für jeden Punkt des Ablaufweges dem über dem Profil gezeichneten Winddiagramm zu entnehmen. Die Zuführungsgeschwindigkeit sei $v_o$, als Systemkonstanten des Fahrzeuges seien die in der Laufwiderstandsformel auftretenden Größen a, b und $\beta$ gegeben. Die Einlaufzeiten $t_0$, $t_1$, $t_2$ und $t_3$, die das Fahrzeug benötigt, um die einzelnen Streckenabschnitte zu durchlaufen, sowie die am Ende jedes Abschnittes vorhandenen Geschwindigkeiten werden wie folgt gefunden:

1. Ermittlung von $t_0$ und $s_0$ (gleichförmige Bewegung bis zum Ablaufpunkt): Das im Pol der Taf. 26 drehbar zu denkende Lineal, dessen Ablesekante sich mit den Fahrstrahlrichtungen deckt, wird in die Lage I gebracht (vergl. Taf. 26). Hier wird der Reiter entsprechend dem gegebenen Wert $v_o$ eingestellt, darauf wird das Lineal unter Beibehaltung der Reiterstellung gedreht, bis die Reiterspitze auf die mit dem Wert $v_r = (v_o + w_o)$ bezifferte Kurve zeigt; sodann wird der Reiter unter Beibehaltung dieser Lineallage verschoben, bis seine Spitze auf die n'-Kurve „0" zeigt. Nun wird da-

*) Siehe die Abhandlungen: Raab, „Die Bewegungsgleichung frei ablaufender Eisenbahnfahrzeuge", Verkehrstechn. Woche, Heft 10, 1928, im folgenden mit „B" bezeichnet und „Die zweigestaffelte Abstandsbremsung", Verkehrstechn. Woche, Heft 9, 1930, im folgenden mit „Z" bezeichnet.

Lineal unter Beibehaltung der Reiterstellung gedreht, bis die Reiterspitze auf die dem Wert a entsprechende Kurve zeigt. In dieser Lineallage wird der Reiter auf die dem Wert $v_o$ entsprechende Kurve des kleinen $v_o$-kotierten Feldes gestellt. Nach Drehung des Lineals auf die $s_o$-Skala zeigt der Reiter die Entfernung $s_o$ des Ablaufpunktes vom Scheitel an und nach Drehung auf die $t_o$-Skala die Laufzeit zwischen Bergscheitel und Ablaufpunkt. Diese ermittelten Werte $s_o$ und $t_o$ können unmittelbar in ein (s — t)-Koordinatensystem eingetragen werden. Ebenso kann die auf dieser Strecke gleichbleibende Geschwindigkeit $v_o$ in ein (s — v)-Koordinatensystem im Punkte $s = 0$ und $s = s_o$ angetragen werden.




Mechanische Bestimmung von Zeit- und Geschwindigkeitsweglinien reilaufender Eisenbahnfahrzeuge durch Netznomographie mit polarem Bezugssystem.

2. Ermittlung von $t_1$ (beschleunigte Bewegung): Zur weiteren Verfolgung des Laufes über die Gipfelausrundung hinter dem ermittelten Ablaufpunkt wird die Taf. 27 benutzt. Das Lineal wird zunächst auf die $\beta$-Skala gedreht, hier wird die Reiterspitze auf den gegebenen Wert $\beta$ eingestellt, darauf ist das Lineal in das R-kotierte Kurvenfeld zu drehen, bis die Reiterspitze auf die dem vorhandenen Krümmungshalbmesser entsprechende mit (+)Zeichen versehene R-Kurve zeigt. Dabei findet sich der Wert $\lambda$ auf einer regulären Kreiskala; er ist für die Einstellung der $\lambda$-kotierten Kurven im letzten Feld vorzumerken. Darauf wird der Reiter unter Beibehaltung der Lineallage auf die Kurve $s = s_1$ gestellt, das Lineal wird in das nebenliegende $v_e$-Feld gedreht, bis der Reiter auf die der Anfangsgeschwindigkeit $v_o$ entsprechende Kurve zeigt. In dieser Lineallage kann die Endgeschwindigkeit $v_1$ auf der $v_a$-Skala abgelesen oder als Strecke abgegriffen werden; $v_1$ wird in das (s — v)-Koordinatensystem eingetragen als Geschwindigkeit am Ende des Ausrundungsbogens. Zwecks Ermittlung von $t_1$ wird der Reiter in das gegen den Pol zu liegende, mit $v_e$-Kurven kotierte Feld verschoben, bis seine Spitze auf die dem Wert $v_o$ entsprechende Kurve zeigt; hierauf wird das Lineal in das $\lambda$-kotierte Feld gedreht, bis die Reiterspitze auf den oben gefundenen Wert $\lambda$ zeigt. In dieser Lineallage kann $t_1$ auf der regulären t-Skala abgelesen oder abgegriffen und als Laufzeit zwischen Ablaufpunkt und Ende des Ausrundungsbogens in das (s — t)-Koordinatensystem eingetragen werden.

3. Ermittlung von $t_2$ (beschleunigte Bewegung auf Steilrampen): Für die Ermittlung der Laufzeit $t_2$ auf der anschließenden Steilrampe wird die Taf. 26 benutzt. Das Lineal wird in die b-Skala gebracht, dort wird der Reiter auf den gegebenen b-Wert eingestellt. Darauf wird das Lineal in das $v_r$-Feld gedreht, bis die Spitze des eingestellten Reiters auf die dem Wert $v_r = v_1 + w_2$ entsprechende Kurve zeigt*). In dieser Lineallage wird der Reiter auf die der Neigung $n_2$ entsprechende Kurve gestellt, das Lineal wird gedreht, bis die Reiterspitze im a-Feld auf die dem gegebenen Wert a entsprechende Kurve zeigt. Unter Beibehaltung dieser Lineallage wird der Reiter in das $\beta$-Feld geschoben und auf die mit dem gegebenen Wert $\beta$ bezifferte Kurve eingestellt. Sodann wird an der $p_o$-Skala der Wert $p_o$ abgelesen und für die Reitereinstellung im später folgenden $p_o$-Feld vorgemerkt. Unter Beibehaltung der dem gefundenen Wert $p_o$ entsprechenden Reiterstellung wird darauf das Lineal in das s-Feld gedreht, bis die Reiterspitze auf die dem Wert $s_2$ entsprechende Kurve zeigt; in dieser Lineallage wird der Reiter auf die der oben gefundenen Einlaufgeschwindigkeit $v_1$ entsprechende Kurve gestellt. Dreht man schließlich das Lineal unter Beibehaltung dieser Reiterstellung in das $p_o$-Feld und in das letzte $v_e$-Feld, so schneidet die Linealkante auf der t-Skala den Wert $t_2$ und nachher auf der $v_a$-Skala den Wert $v_2$ ab. Der Wert $t_2$ wird als Strecke in das (s — t)-Koordinatensystem eingetragen, der Wert $v_2$ wird zur weiteren Auftragung der (s—v)-Linie benutzt und in der aus der Textabbildung ersichtlichen Weise aufgetragen. Für die Verfolgung des Wagenlaufes im anschließenden Streckenabschnitt $s_3$ wird entsprechend verfahren wie zuletzt beschrieben.

Hiermit ist gezeigt, daß die Zeitweg- und die Geschwindigkeitsweglinien mit diesem Hilfsmittel ganz mechanisch aufgetragen werden können**).

Zur weiteren Erläuterung der Tafelbedienung ist in der Taf. 26 die Ausgangslage I des Lineals mit der Reiterstellung auf $b = 0{,}0000435$ gezeigt, ferner eine Zwischenlage II, in der der Reiter auf die einem Wegabschnitt $s = 20$ m entsprechende Kurve eingestellt ist. Die zweite Reiterstellung bei der Lage II ist gleichfalls angedeutet; sie entspricht einer gegebenen Anfangsgeschwindigkeit $v_e = 2{,}5$ m/sec. Schließlich ist die Endlage III gekennzeichnet, in der t zu 8,3 Sek. abgelesen oder abgegriffen werden kann. Weiterhin ist sowohl in Taf. 26 als auch in Taf. 27 der gesamte Verlauf der Lösungslinien, denen die Reiterspitze bei den gewählten Zahlenwerten folgt, mit gestrichelten Linien eingetragen.

Soll t in einem anderen Maßstab abgegriffen werden als

*) $v_1 + w_2$ ist natürlich im allgemeinen von $v_o + w_o$ verschieden. Auf der Tafel A ist lediglich aus darstellungstechnischen Gründen für beide Summengrößen derselbe Wert zugrunde gelegt.

**) Auf Aluminium geätzte Kurventafeln mit drehbarem Ableselineal, die für alle praktisch vorkommenden Fälle ausreichend sind, können von der Plandruck G. m. b. H. Karlsruhe, Georgfriedrichstr. 6 bezogen werden. Im Vergleich mit den hier gegebenen Abbildungen A und B weisen die Gebrauchstafeln natürlich dichtere Kurvennetze auf.

dem, der zur Herstellung der bezifferten t-Skala verwendet wurde, so hat man nur nötig, die Parallele l zur t-Leiter in dem dem gewünschten Maßstab entsprechenden Abstand H vom Pol einzutragen. Die Linealkante schneidet dann auf der Parallelen l die Laufzeiten in dem neuen Maßstab ab. Bei einem Polabstand h der bezifferten, z. B. im Maßstab 1 sec. =n cm aufgetragenen t-Leiter wird der Maßstab 1 sec = m cm erhalten, wenn l in dem Abstand $H = \frac{m}{n} h$ eingetragen wird (vgl. Taf. 26). Selbstverständlich ist es nicht nötig, die Parallele l zu beziffern, da etwa gewünschte Zahlenwerte an der bezifferten t-Leiter abgelesen werden können.

Wie aus dem eingangs angeführten Beispiel hervorgeht, ist die Bahn über die vertikale Ausrundung des Gipfels besonders berücksichtigt, dagegen ist die Ausrundung am Fuße der Steilrampe durch die Tangenten ersetzt. Diese Ersatzbahn bringt im Ergebnis nur sehr kleine Abweichungen gegenüber einer Berechnung unter Berücksichtigung des gekrümmten Ausrundungsbogens, da sich, wie aus einer einfachen energetischen Betrachtung hervorgeht, die vor und hinter dem Gefällsbruchpunkt ergebenden Differenzen insbesondere in der Geschwindigkeit fast vollkommen ausgleichen. Wie weiter unten in einer mathematischen Betrachtung gezeigt wird, kann jedoch die Taf. 27 bei entsprechender Handhabung zur Berechnung der Laufzeit und der Geschwindigkeit bei allen Ausrundungsbogenstücken benutzt werden, auch wenn der Bewegungszustand des Fahrzeuges am Anfangspunkt des Bogens nicht durch die Bedingung $p_o = 0$ gekennzeichnet ist. Für den praktischen Gebrauch ist dies aber aus dem dargelegten Grunde nicht erforderlich.

Die mathematischen und Konstruktionsgrundlagen seien in folgendem kurz erläutert:

Bekanntlich läßt sich in einem gewöhnlichen polaren System der Zusammenhang zwischen drei Veränderlichen wiedergeben, wenn man durch Fahrstrahlabschnitte die eine, durch kotierte Kurven die zweite und durch die zugehörige Abweichung des Fahrstrahls die dritte Veränderliche darstellt*).

Geht man von der Gleichung 1) aus und setzt darin:

6) . . . . . $z_1 = -\frac{b\,(v_r)^3}{|\,v_r\,|}$,

so liegt eine Gleichung zwischen den drei Veränderlichen b, $v_r$ und $z_1$ vor. Die praktisch in Betracht kommenden Werte b sind in Taf. 26 durch Fahrstrahlabschnitte, die Werte $v_r$ durch kotierte Kurven bezeichnet, so daß bei Wahl eines beliebigen Winkels für die Einheit von $z_1$ der durch die Gleichung 6) den Größen $v_r$ und b zugeordnete Wert $z_1$ als Winkelabweichung von der festgelegten 0-Richtung aus erscheint. Damit wird die Gleichung 1) reduziert auf die Form:

1a) . . . . . $p_o = \frac{g}{\beta}\,[n' - a + z_1]$.

Setzt man weiter:

7) . . . . . $z_2 = n' + z_1$,

so läßt sich unter Beibehaltung des gewählten Poles eine Kurventafel entwerfen, in der die praktisch vorkommenden Werte n′ als kotierte Kurven erscheinen, $z_1$ als Abweichungen und $z_2$ als Fahrstrahllängen. Damit ist die vorgelegte Gleichung auf die Form:

1b) . . . . . $p_o = \frac{g}{\beta}\,[z_2 - a]$

gebracht. Fährt man in dieser Weise fort und setzt:

8) . . . . . $z_3 = z_2 - a$,

so hat man eine Tafel für die Gleichung 8) und schließlich eine solche für die vorgelegte Gleichung, die als Schlußgleichung die Form:

1c) . . . . . $p_o = \frac{g}{\beta} \cdot z_3$

annimmt. Ausgehend von der Tafel für Gleichung 6) sind die folgenden Kurventafeln abwechselnd so aneinandergereiht, daß zunächst die den Übergang über die „Zapfenlinien" bestimmenden Größen $z_1$, $z_2$, $z_3$ . . . als Abweichungen, dann als Fahrstrahlabschnitte erscheinen.

Grundlage für die Ermittlung von t ist die Gleichung 2).

Setzt man:

9) . . . . . $2\,s \cdot p_o = z_4$

10) . . . . . $\sqrt{v_e^2 + z_4} - v_e = z_5$,

so hat man statt Gleichung 2):

2a) . . . . . $t = \frac{z_5}{p_o}$.

Nach den Gleichungen 9), 10) und 2a) lassen sich gemäß der oben beschriebenen Methode polare Rechentafeln entwickeln, die durch die auf den Zapfenlinien erscheinenden Hilfsgrößen $z_4$ und $z_5$ miteinander in Zusammenhang stehen. Als Eingang für die Tafel mit den s-kotierten Kurven dient der vorher als Fahrstrahlabschnitt ermittelte Wert $p_o$. Der schließlich nach Gleichung 2a) ermittelte Wert t kann unmittelbar mit dem Zirkel als Strecke abgegriffen und die für die einzelnen Streckenabschnitte s gefundenen Werte können direkt aneinandergereiht werden, wenn die t-Teilung, wie bei der Taf. 26, regulär ist. Dies ist aber offenbar ohne weiteres zu erreichen, wenn im $p_o$-Feld statt einer regulären Winkelteilung eine irreguläre verwendet wird, in der statt t die Funktionswerte arctg (t) als Winkel erscheinen.

Für die Ermittlung der Auslaufgeschwindigkeit aus einem Streckenabschnitt dient als Grundlage die Gleichung 3). Aus den Gleichungen 2), 9) und 10) ergibt sich, daß $z_5 = p_o\,t$ ist, mithin hat man statt Gleichung 3):

3a) . . . . . $v_a = v_e + z_5$.

Die $v_a$-Skala wird regulär, wenn, wie in Taf 26, das $v_e$-Feld mit irregulärer Winkelteilung entsprechend den Funktionswerten arctg ($v_a$) hergestellt ist.

Die Gleichung der gleichförmigen Bewegung:

11) . . . . . $s = v_o \cdot t$

gestattet unmittelbar das auf Taf. 26 dargestellte $v_o$-Feld zu entwerfen. Das Feld wird benötigt bei der Ermittlung der Zeitweglinie in den Fällen, wo die Beschleunigung Null wird, da die für die ungleichförmige Bewegung aufgezeichneten Netztafeln den Wert t für $p_o = 0$ nicht zu ermitteln gestatten, weiterhin zur Ermittlung der Laufzeit $t_o$ zwischen Bergscheitel und Ablaufpunkt, und zwar hier in Verbindung mit dem zugehörigen Weg $s_o$, der aus der Gleichung:

12) . . . . . $s_o = R\left[a + \frac{b\,(v_r)^3}{|\,v_r\,|}\right]$

zu ermitteln ist. Beachtet man die Gleichungen 6), 7) und 8), so findet man leicht, daß der Eckklammerausdruck der Gleichung 12) die negative Hilfsgröße $z_3$ für $n' = 0$ darstellt. Demnach hat man für die Konstruktion der R-kotierten Rechentafel die Gleichung:

12a) . . . . . $s_o = -R \cdot z_3^{n'=0}$

anzusetzen und bei der Ermittlung von $s_o$ in der eingangs dem Anwendungsbeispiel beschriebenen Weise zu verfahren.

Entsprechend dem doppelten Zweck, den die $v_o$-kotierte Rechentafel erfüllen soll, wird sie einerseits in Verbindung mit dem aus dem R-kotierten Feld ermittelten $s_o$-Wert benützt, andererseits als selbständige Rechentafel. Für den letztgenannten Gebrauch ist die Bezifferung auf Taf. 26 in Klammern beigesetzt.

Die Gleichungen 4), 5a) und 5b) bilden die Grundlage der Taf. 27, die für die Verfolgung des Fahrzeuglaufes u

*) Bei der graphischen Schlußtafel nach Ammann D.R.P. Nr. 340576 wird hiervon nutzbringend Gebrauch gemacht.

vertikalen Ausrundungsbogen benützt wird. Ersetzt man in den Gleichungen 5a) und 5b) s durch den sich aus Gleichung 4) ergebenden Wert:

$$s = \sqrt{\frac{v_o^2 - v^2}{\lambda}}$$

so hat man die Gleichungen:

13a) . . . $t = \frac{1}{\sqrt{-\lambda}} \mathfrak{Ar}\,\mathfrak{Sin} \sqrt{\frac{v^2}{v_o^2} - 1}$ für $\lambda < 0$

13b) . . . $t = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \arcsin \sqrt{1 - \frac{v^2}{v_o^2}}$ für $\lambda > 0$

Sie geben für jeden Punkt der Gipfelausrundung den Zusammenhang zwischen der vom Ablaufpunkt an gerechneten Laufzeit und der erreichten Geschwindigkeit. Letztere erscheint in der Gleichung 3) als Funktion des Laufweges und der Geschwindigkeit im Ablaufpunkt.

Die Konstruktion der Tafel ist auf Grund der oben für die geraden Bahnstrecken angestellten allgemeinen Überlegungen durchgeführt. Die Gleichungen für die einzelnen Kurvenfelder ergeben sich wie folgt:

Setzt man:

14) . . . . . $\lambda = -\frac{g}{\beta \cdot R} = z_6$,

so findet man zunächst eine Kurventafel mit R-kotierten Kurven und die Gleichung 4) reduziert sich auf die Form:

4a) . . . . . $v = \sqrt{v_e^2 - z_6 \cdot s^2}$

mit der weiteren Hilfsgleichung:

15) . . . . . $z_7 = -z_6 \cdot s^2$

läßt sich das s-kotierte Feld entwerfen und man hat statt Gleichung 4):

4b) . . . . . $v = \sqrt{v_e^2 + z_7}$,

also die Schlußgleichung für die Ermittlung von v, das auf einer regulären geraden Skala (in Taf. 27, $v_a$-Skala genannt) abgelesen werden kann.

Setzt man in den Gleichungen 13a) bzw. 13b):

16a) . . . . . $\sqrt{\frac{v^2}{v_e^2} - 1} = z_8'$

16b) . . . . . $\sqrt{1 - \frac{v^2}{v_e^2}} = z_8''$

so findet man das nächste gleichfalls mit $v_e$-Kurven gefüllte Feld. Bei diesem wurde, was hier besonders bemerkt werden soll, für $z_8'$ bzw. $z_8''$ eine durch Zentralprojektion entstandene irreguläre Teilung benützt.

Statt der Gleichungen 13a) und 13b) hat man nunmehr die zur Auffindung von t benützten Schlußgleichungen:

13a)$_1$ . . $t = \frac{1}{\sqrt{-z_6}} \cdot \mathfrak{Ar}\,\mathfrak{Sin}\, z_8'$ für $z_6 < 0$

13b)$_1$ . . $t = \frac{1}{\sqrt{z_6}} \cdot \arcsin z_8''$ für $z_6 > 0$

t erscheint auf einer regulären Skala, so daß auch hier der sich ergebende Wert als Strecke mit dem Zirkel abgegriffen werden kann.

Zum Schluß sei noch eine mathematische Betrachtung angefügt, aus der hervorgeht, daß die unter der Voraussetzung $p_o = 0$ entwickelten Gleichungen sowie die Taf. 27 auch brauchbar sind, wenn $p_0 \neq 0$ ist. Hierbei haben allerdings die nachstehend erläuterten Modifikationen Platz zu greifen.

Die den Gleichungen 4), 5a) und 5b) zugrunde liegende Differentialgleichung lautet:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -\lambda \cdot s,$$

d. h. für $s = 0$ ist die Beschleunigung $= 0$. Legt man nun die Gleichung:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -\lambda \cdot s + p_o$$

zugrunde, die besagt, daß die Beschleunigung für $s = 0$ den Wert $p_o$ hat und sich linear mit dem Weg verändert, so ergibt sich mit der Substitution:

$$-\lambda \cdot s + p_o = -\lambda \cdot \bar{s}$$

nach einmaliger Integration:

$$\frac{d\bar{s}}{dt} = \sqrt{C - \lambda\, \bar{s}^2}$$

und, da $d\bar{s} = ds$ ist, auch:

$$\frac{ds}{dt} = \sqrt{C - \lambda \cdot \bar{s}^2}.$$

Mit der Randbedingung $\bar{s} = -\frac{p_o}{\lambda}$; $\frac{ds}{dt} = v_e$ ergibt sich:

$$\frac{ds}{dt} = \sqrt{v_e^2 + \frac{p_o^2}{\lambda} - \lambda\, \bar{s}^2};$$

setzt man:

$$v_e^2 + \frac{p_o^2}{\lambda} = \bar{v}_e^2,$$

so hat man:

$$\frac{ds}{dt} = v = \sqrt{\bar{v}_e^2 - \lambda\, \bar{s}^2}.$$

Durch nochmalige Integration und Substitution des für $\bar{s}$ aus der letzten Gleichung sich ergebenden Ausdruckes in v findet man:

$$t = \frac{1}{\sqrt{-\lambda}} \cdot \mathfrak{Ar}\,\mathfrak{Sin} \left( \sqrt{\frac{v^2}{\bar{v}_e^2} - 1} \right) + C_1$$

bzw.

$$t = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \arcsin \left( \sqrt{1 - \frac{v^2}{\bar{v}_e^2}} \right) + C_2.$$

Die Konstanten ergeben sich aus der Randbedingung $t = 0$; $v = v_e$ zu:

$$C_1 = -\frac{1}{\sqrt{-\lambda}} \cdot \mathfrak{Ar}\,\mathfrak{Sin} \sqrt{\frac{v_e^2}{\bar{v}_e^2} - 1}$$

$$C_2 = -\frac{1}{\sqrt{\lambda}} \arcsin \sqrt{1 - \frac{v_e^2}{\bar{v}_e^2}}.$$

Da sich sämtliche Gleichungen der Struktur nach mit den Gleichungen 4), 13a) und 13b) als identisch erweisen, so hat man nur nötig, die Hilfsgrößen aus den Gleichungen

$$\bar{s} = s - \frac{p_o}{\lambda} \text{ und } \bar{v}_e^2 = v_e^2 + \frac{p_o^2}{\lambda}$$

zu bestimmen und man kann dann die Taf. 27 für alle vorkommenden Fälle benützen. Zu beachten ist, daß sich t entsprechend der obigen Entwicklung jetzt aus zwei Teilzeiten zusammensetzt.

## Geometrische Eigenschaften der Bogenweichen.

Von Oberlandmesser **Höfer**, Altona.

Dem Einbau von Bogenweichen muß die Prüfung und Berichtigung des Stammgleisbogens vorausgehen, weil eine solche Weiche eine spätere Verbesserung der Bogenlage unmöglich macht. Da man aber bei der Berichtigung des Stammgleises zugleich die den neuesten Vorschriften entsprechenden längeren Übergangsbogen einschalten wird, das Gleis aber wohl selten ganz einseitig nach innen verschieben kann, sondern den für das größere f erforderlichen Raumbedarf auf den ganzen Bogen verteilen wird, so hat man allgemein mit unrunden Halbmessern zu arbeiten, die in Absteckta feln nicht

vorkommen. Bei Anwendung des Evolventenverfahrens erwächst daraus keine Arbeitsvermehrung, weil man auf den Halbmesser außer bei der Wahl der Längenstufe des Übergangsbogens keine Rücksicht zu nehmen braucht. Aber die Einschiebung einer Bogenweiche in den Gleisbogen erfordert verschiedene Rechenarbeiten, bei denen man den Halbmesser nicht ausschalten kann. In diesem Fall werden auch die vom Reichsbahn-Zentralamt veröffentlichten Zusammenstellungen meistens versagen; denn trotz aller darauf verwendeten Mühe sind die Sprünge von einem Halbmesser zum anderen viel zu groß, als daß man Zwischenwerte nach Verhältnis der Halbmesseränderung einschalten dürfte. Man wird also die für die Absteckung nötigen Maße von Fall zu Fall selbst berechnen müssen. Die Zerlegung des Ablenkungswinkels in Teilwinkel, die den Zusammenstellungen des Zentralamtes zugrunde liegt, ist unnötig mühsam.

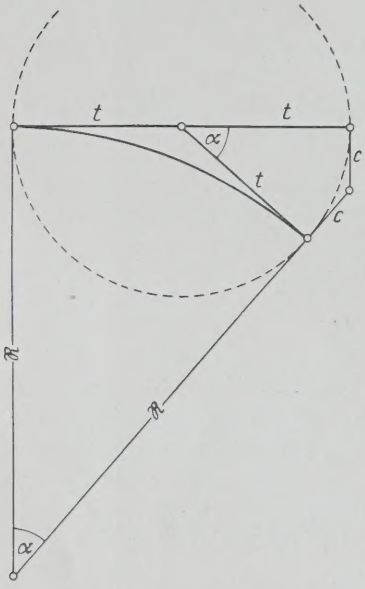



Abb. 1.

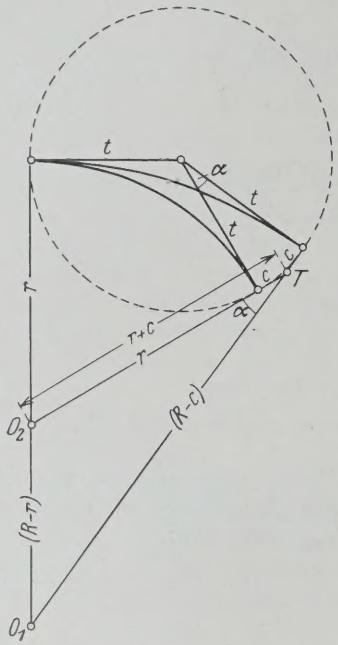



Abb. 2.

Im folgenden soll dargestellt werden, wie man alle erforderlichen Maße aus sehr einfachen Formeln mit Benutzung der Rechenmaschine oder durch Kopfrechnung, jedenfalls aber ohne Winkelfunktionen und Logarithmen bestimmen kann.

### a) Der Ablenkungshalbmesser.

Die Reichsbahnweichen haben für jede Grundform starre Tangentenlängen. Wenn man den geraden Strang biegt, so bewegen sich die Herzstückenden auf einem Kreise vom Halbmesser t (Tangentenlänge) um den Weichenmittelpunkt (Abb. 1). Die Tangente c des Bogenstückes zum Ablenkungswinkel $\alpha$ ist ebenfalls unveränderlich für jede Grundform. Bezeichnet $\mathfrak{R}$ den Halbmesser des Ablenkungsbogens der Grundform (190, 300 oder 500 m), so ist nach Abb. 1:

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{c}{t}=\frac{t}{\mathfrak{R}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

folglich:

$$c=\frac{t^2}{\mathfrak{R}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

Biegt man das Stammgleis nach innen auf die Krümmung vom Halbmesser R, so verschärft sich der Bogen $\mathfrak{R}$ auf einen solchen vom Halbmesser r, der am Zungenstoß mit dem R-Bogen die Tangente gemein hat. Der Ablenkungswinkel $\alpha$ ändert sich dabei ebensowenig wie das Maß c aus Gl. 2).

Die Halbmesser bilden mit c das Dreieck $O_1\,O_2\,T$, dessen Winkel bei T gleich $\alpha$ ist (Abb. 2).

In jedem ebenen Dreieck ist $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\sqrt{\frac{(s-b)\,(s-}{s\,(s-a)}}$ wenn s den halben Umfang des Dreiecks, a die Gegens und b und c die Anseiten des Winkels $\alpha$ bezeichnen.

Im Dreieck $O_1\,O_2\,T$ ist

$$s=\frac{1}{2}([R-r]+[R-c]+[r+c])=R.$$

Die trigonometrische Formel liefert das Ergebnis:

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\sqrt{\frac{(R-r-c)\,.\,c}{R\,.\,r}} \quad \ldots\ldots$$

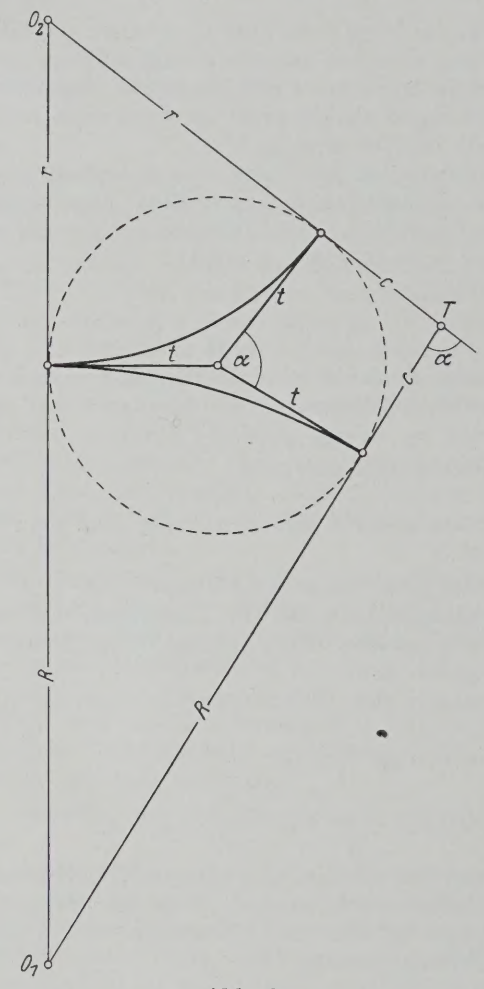



Abb. 3.

Mit Benutzung der Gleichungen 1) und 2) folgt:

$$\frac{t}{\mathfrak{R}}=\sqrt{\frac{\left(R-r-\frac{t^2}{\mathfrak{R}}\right)\cdot\frac{t^2}{\mathfrak{R}}}{R\,.\,r}} \quad \ldots\ldots$$

$$\frac{t^2}{\mathfrak{R}^2}=\frac{t^2}{\mathfrak{R}}\cdot\frac{R-r-\frac{t^2}{\mathfrak{R}}}{R\,.\,r} \quad \ldots\ldots$$

Vervielfacht man die Gleichung mit $R\,.\,r\,.\,\frac{\mathfrak{R}^2}{t^2}$, so erhält man:

$$R\,.\,r=R\,.\,\mathfrak{R}-r\,.\,\mathfrak{R}-t^2 \quad \ldots\ldots$$

$$r\,(R+\mathfrak{R})=R\,.\,\mathfrak{R}-t^2$$

$$r=\frac{R\,.\,\mathfrak{R}-t^2}{R+\mathfrak{R}} \quad \ldots\ldots$$

Biegt man das Stammgleis nach außen, so bilden der Abb. 2 entsprechend bezeichneten Halbmesser mit das Dreieck $O_1\,O_2\,T$ der Abb. 3, dessen halber Umfang

$$s = \frac{1}{2}([R+r]+[R+c]+[r+c]) = R+r+c \text{ ist.}$$

Der Winkel bei T ergänzt $\alpha$ zu $180^0$. Da $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \operatorname{cotg}\left(90^0 - \frac{\alpha}{2}\right)$ ist, erhält man $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ aus der Umkehrung der oben benutzten Formel, nämlich $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{s\,(s-a)}{(s-b)\,(s-c)}}$. Es ist hiernach:

$$\frac{t}{\Re} = \sqrt{\frac{(R+r+c)\,.\,c}{R\,.\,r}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

$$\frac{t^2}{\Re^2} = \frac{t^2}{\Re}\cdot\frac{R+r+\frac{t^2}{\Re}}{R\,.\,r}$$

$$R\,.\,r = R\,.\,\Re + r\,.\,\Re + t^2$$

$$r\,(R-\Re) = R\,.\,\Re + t^2$$

$$r = \frac{R\,.\,\Re + t^2}{R-\Re} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Diese Formel unterscheidet sich von Gl. 7) nur in den Vorzeichen. Wenn man das obere Vorzeichen auf Innen- und das untere auf die Außenbogenweiche bezieht, kann man beide zusammenfassen in den Ausdruck: Bei Biegung des Stammgleises der Grundform nach $\frac{\text{innen}}{\text{außen}}$ auf den Halbmesser R, wird der Halbmesser der Ablenkung:

$$r = \frac{R\,.\,\Re \mp t^2}{R \pm \Re} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Die Innenbogenweiche kann unter Umständen mit der Ablenkung ins Stammgleis verlegt werden. Für diesen Fall ist in Gl. 7) R als unbekannt zu betrachten, während r gegeben ist. Eine einfache Umformung ergibt:

$$R = \frac{\Re\,.\,r + t^2}{\Re - r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

In allen vorstehenden Formeln darf für Absteckungszwecke der Wert $t^2$ unbedenklich vernachlässigt werden.

Es braucht kaum bemerkt zu werden, daß diese Formeln für den unmittelbaren Gebrauch im Felde bei der Absteckung besonders wertvoll sind, da sie die lästigen Winkelrechnungen entbehrlich machen.

### b) Absteckung der Bogenweichen.

Die Lage des Weichenstranges im Stammgleisbogen ist durch den Zweck der Weiche bestimmt und wird als gegeben unterstellt. Damit ist auch die Tangente an den Zungenstoß, folglich auch der Weichenmittelpunkt als gegeben zu betrachten. Um die Mitte des ablenkenden Stranges am Herzstückende zu bestimmen, wird man am besten die für jede Grundform unveränderlichen Werte $t.\cos\alpha$ und $t.\sin\alpha$, die keinerlei Rechnung erfordern, von der Schlußtangente des Stammgleises aus abstecken.

Will man aber von der Zungenstoßtangente ausgehen, so empfehlen sich die im folgenden entwickelten bequemen Formeln:

Die Sehne des Stammgleisbogens vom Halbmesser R in Abb. 4 schließt mit der Zungenstoßtangente die Hälfte des Mittelpunktwinkels ein, der gleich dem Nebenwinkel des Winkels zwischen den Tangenten t ist. Es ist daher

$$\operatorname{tg}\frac{\beta}{2} = \frac{t}{R} = \frac{y}{x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

In dem rechtwinkeligen Dreieck zwischen y, t und der Zungenstoßtangente ist aber

$$t^2 = y^2 + (x-t)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

oder

$$t^2 = y^2 + x^2 - 2tx + t^2$$

oder

$$y^2 + x^2 = 2tx \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

Aus Gl. 12) folgt:

$$y = \frac{t}{R}\,.\,x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

Setzt man diesen Wert in Gl. 14), so entsteht:

$$\frac{t^2}{R^2}\cdot x^2 + x^2 = 2\,t\,x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

oder

$$x^2\left(\frac{t^2}{R^2}+1\right) = 2\,t\,x$$

oder

$$x\,\frac{R^2+t^2}{R^2} = 2\,t$$

daher

$$x = \frac{2\,R^2\,t}{R^2+t^2} = R\,.\,\frac{2\,R\,.\,t}{R^2+t^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

und

$$y = \frac{t}{R}\,.\,x \text{ (nach Gl. 18)} = t\,.\,\frac{2\,R\,.\,t}{R^2+t^2} \quad . \quad . \quad 18)$$

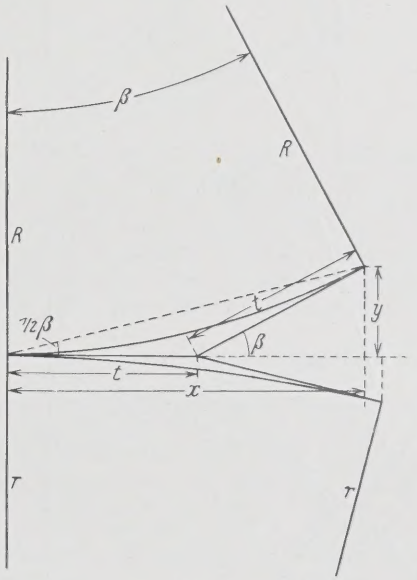



Abb. 4.

Um das Koordinatenpaar für das andere Herzstückende zu erhalten, hat man in den Formeln 17) und 18) nur R durch r zu ersetzen. Den Winkel $\beta$ braucht man nicht zu kennen. Dieselben Formeln gelten für die Innenbogenweichen.

### c) Lage des Stammgleisbogenmittelpunktes zur Ablenkungstangente.

Die Abb. 5a und 5b stellen eine Innen- und eine Außenbogenweiche dar, deren Stammgleis im Bogen mit dem Halbmesser R um den Punkt O liegen möge. Man denke sich die Weichen auf dem R-Bogen verschiebbar, so daß die Punkte A und C auf dem Bogen gleiten. Dann ändert sich die Richtung der Ablenkung MB ebenfalls; aber niemals die mit a (Abszisse) und b (Ordinate) bezeichneten durch stärkeres Ausziehen betonten Maße. Es sind die Koordinaten des Stammgleisbogenmittelpunktes, bezogen auf die Ablenkungstangente mit dem Weichenmittelpunkt M als Koordinaten-Nullpunkt. Die ganze Weiche schwingt als starres Gebilde so um den Punkt O, daß die Ablenkung den Kreis mit b um O berührt.

Die folgende Entwicklung gilt für beide Abbildungen; bei doppelten Vorzeichen bezieht sich das obere auf die Innen-

bogenweiche (Abb. 5a), das untere auf die Außenbogenweiche (Abb. 5b).

Bezeichnen wir das Neigungsverhältnis der Weiche mit 1:n (d. h. 1:9 oder 1:12 usw.) und die starre Tangente wie bisher mit t, so ist $MC = t$ und $CD = \frac{t}{n}$, folglich

$$MD = \sqrt{t^2 + \frac{t^2}{n^2}} = \frac{t}{n}\sqrt{1+n^2};$$

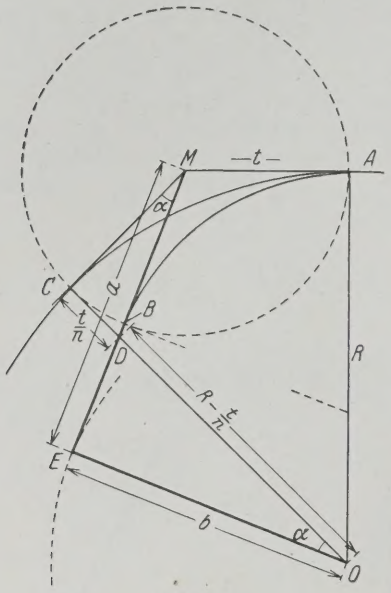



Abb. 5a.

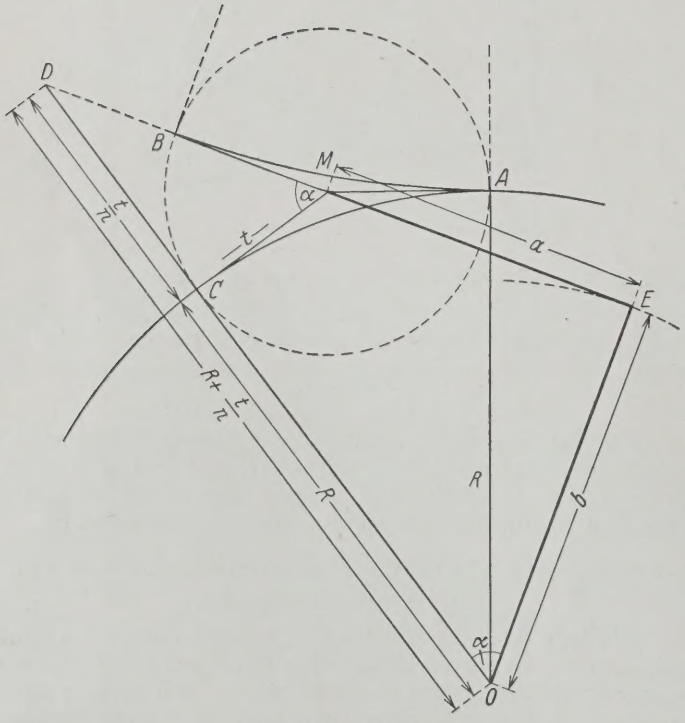



Abb. 5b.

z. B. für die Grundform 300—1:9 wäre $MD = \frac{16{,}615}{9}\sqrt{82}$.

Die rechtwinkeligen Dreiecke MCD und OED sind ähnlich; denn beide enthalten den Winkel $\alpha$. Daher verhält sich:

$$\frac{b}{t} = \frac{R \mp \frac{t}{n}}{\frac{t}{n}\sqrt{1+n^2}} = \frac{R \cdot \frac{n}{t} \mp 1}{\sqrt{1+n^2}} \quad \ldots \quad 19)$$

Daher ist

$$b = \frac{n \cdot R \mp t}{\sqrt{1+n^2}} \quad \ldots \quad 20)$$

Ferner verhält sich in jenen ähnlichen Dreiecken:

$$\frac{a \mp \frac{t}{n}\sqrt{1+n^2}}{\frac{t}{n}} = \frac{R \mp \frac{t}{n}}{\frac{t}{n}\sqrt{1+n^2}} \quad \ldots \quad 21)$$

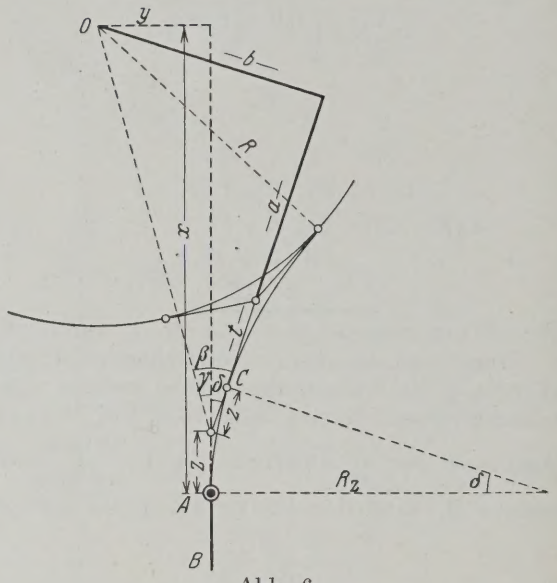



Abb. 6.

Daher ist

$$a = \frac{R \mp \frac{t}{n}}{\sqrt{1+n^2}} \pm \frac{t}{n}\sqrt{1+n^2} \quad \ldots \quad 22)$$

oder

$$a = \frac{R \mp \frac{t}{n} \pm \frac{t}{n}(1+n^2)}{\sqrt{1+n^2}}$$

und endlich

$$a = \frac{R \pm n \cdot t}{\sqrt{1+n^2}} \quad \ldots \quad 23)$$

Zur Sicherstellung der Rechnung dient die Probe:

$$\frac{b}{a} = \frac{n \cdot R \mp t}{R \pm nt} \quad \ldots \quad 24)$$

### d) Anwendung der Werte b und a.

An einem häufig vorkommenden Fall möge der Nutzen der vorstehend entwickelten Formeln gezeigt werden. Ein Gleisstrahl BA (Abb. 6) soll von einer in den Bogen R einzubauenden Bogenweiche aufgefangen werden. Der verfügbare Raum wird meistens knapp bemessen sein. Man denke sich etwa den Punkt A als Endpunkt einer Weiche im Nachbargleis. Die Richtung BA wird nur höchst selten und zufällig den Kreis mit b um O berühren; in der Regel wird man zwischen A und das Herzstückende C der Ablenkung einen Bogen einzuschalten haben, dessen Halbmesser von dem des ablenkenden Weichenstranges verschieden sein wird. Wegen der vorausgesetzten engen Raumverhältnisse wird es wünschenswert sein, den Raum zwischen A und C für den Zwischenbogen voll auszunutzen; denn die Einschaltung einer Geraden, die sich bei Absteckungsversuchen sehr wahrscheinlich ergeben würde, geht notwendig auf Kosten des Halbmessers für diesen Zwischenbogen. Die geschickteste Lösung erhält man ohne Zweifel, wenn die Tangenten z des Zwischenbogens an die Punkte A und C anstoßen.

Um das zu erreichen, benutze man AB als Koordinatenchse und A als Nullpunkt. Wie man die Koordinaten x und y es Stammgleisbogens nach Anmessung zweier beliebiger unkte des — nötigenfalls vorher berichtigten — Hauptbogens n einfachster Weise vordruckmäßig berechnet, habe ich an nderer Stelle ausführlich dargetan*). Die Koordinaten x nd y werden als bekannt unterstellt. Aus den Formeln 20) nd 23) kennt man b und a.

Die Verbindung des Schnittpunktes der Tangenten z mit O t nun gemeinsame Hypotenuse der rechtwinkeligen Dreiecke it den Katheten y und x—z einerseits und den Katheten b nd a + t + z anderseits. Daraus folgt:

$$y^2 + (x - z)^2 = b^2 + (a + t + z)^2 \quad \ldots\ldots 25)$$

$$y^2 + x^2 - 2xz + z^2 = b^2 + (a + t)^2 + 2z(a + t) + z^2$$

$$y^2 + x^2 - b^2 - (a + t)^2 = 2z([a + t] + x)$$

$$+b)(y - b) + (x + [a + t])(x - [a + t]) = 2z([a + t] + x)$$

$$z = \frac{(y + b)(y - b)}{2(x + [a + t])} + \frac{1}{2}(x - [a + t]) \ldots\ldots 26)$$

ie Formel gilt unverändert auch für den Fall, daß $y > b$. er Bruch, der nach Abb. 6 negativ wird, weil $y - b$ negativ ist, wird dann positiv, und der Zwischenbogen bildet mit dem ablenkenden Weichenbogen ein S.

Um den Halbmesser des Zwischenbogens zu erhalten, wird man die Winkel $\beta$, $\gamma$ und $\delta$ ermitteln aus:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b}{a + t + z},\quad \operatorname{tg}\gamma = \frac{y}{x - z},\quad \delta = \beta - \gamma$$

und dann weiterrechnen: $R_z = z \cdot \operatorname{cotg}\frac{\delta}{2}$.

Für den Fall $y > b$ wird $\delta = \gamma - \beta$.

Es erübrigt sich, die entsprechende Entwicklung für die Innenbogenweiche herzusetzen. Die Endformel unterscheidet sich von Gl. 26) nur durch Vorzeichen, so daß man beide Ausdrücke wieder mit Doppelvorzeichen zusammenfassen könnte, wie das im vorigen Abschnitte geschah. Die Formel für die Innenbogenweiche lautet:

$$z = -\frac{(y + b)(y - b)}{2(x + [a - t])} - \frac{1}{2}(x - [a - t]) \ldots 27)$$

Der von einer Innenbogenweiche aufzufangende Zwischenbogen kann mit der Weichenablenkung kein S bilden, weil er sonst das Stammgleis schneiden müßte; folglich muß hier stets $y < b$ sein. Der Bruch in Formel 27) wird also positiv, weil $y - b$ negativ sein muß.

*) Über die Absteckung von Bogenweichen, Zeitschrift für ermessungswesen 1929, Heft 11. (Sonderabdrucke im Verlag von onrad Wittwer in Stuttgart.)

# Berichte.

## Allgemeines.

### 100 Jahre Liverpool und Manchester Bahn.

Am 15. September 1830 ist die Liverpool und anchester Bahn in Gegenwart des Herzogs von ellington und einer Reihe von anderen hervorragenden innern mit großer Feierlichkeit eröffnet worden. 20 Minuten r 11 Uhr wurde ein Kanonenschuß gelöst: auf dieses Zeichen zten sich acht Züge in Bewegung, die von acht Lokomotiven darunter die bekannte Rocket und die Northumbrian — zogen wurden. Die Northumbrian wurde von George ephenson selbst geführt; auch bei den Führern der übrigen komotiven findet man bekannte Namen seiner Mitarbeiter, e Robert Stephenson und Gooch. Bei dieser Eröffnungsart ereignete sich aber auch der erste in der Eisenbahngeschichte vähnte Unfall, in dem ein Festteilnehmer namens Huskisson Gespräch mit dem Herzog von Wellington von der Rocket gefahren wurde.

Dieser Eröffnungstag, der sich jetzt zum hundertstenmal rte, mag mit Recht als Abschluß desjenigen Teils der Eisenhngeschichte betrachtet werden, während dessen aus vielen ungenen und mißglückten Versuchen heraus schließlich die undform der heutigen Dampfeisenbahn entstanden ist. Wenn Jahre 1825 nach der Eröffnung der Stockton und Darigton Bahn und selbst 1829 nach dem Lokomotivrennen von ainhill dem neuen Beförderungsmittel noch sehr viel Mißuen und offene Gegnerschaft entgegengebracht worden war, änderte der offensichtliche Erfolg der Liverpool und nchester Bahn die Sachlage völlig. Dieser Umschwung der entlichen Meinung zeigt sich am besten in der raschen Ausnung des Eisenbahnnetzes in den folgenden Jahren. Im hre 1860, also 30 Jahre nach dem erwähnten Zeitpunkt hatten Eisenbahnen schon in sämtliche Weltteile Eingang gefunden. Großbritannien lagen schon 16000, in Frankreich über 9000, Deutschland 11000 und in den Vereinigten Staaten beinahe 000 km Eisenbahnen. Im Jahre 1869 wurde in Nordamerika erste Schienenverbindung zwischen dem Atlantischen und n Stillen Ozean fertiggestellt und im Jahre 1882 betrug die samtlänge sämtlicher Eisenbahnlinien der Welt schon rund 000 km; auf ihnen wurden jährlich mehr als 1 Milliarde isende befördert und die Gesamtleistung der Lokomotiven war ßer als die der sämtlichen übrigen Kraftmaschinen der Welt einschließlich der Schiffe — zusammengenommen.

C. F. Dendy Marshall schildert in seinem Buch „Centnary History of the Liverpool and Manchester Railway“*) die Geschichte der Liverpool und Manchester Bahn von dem Augenblick an, wo im Jahre 1808 William James zum erstenmal die Gründung einer Allgemeinen Eisenbahngesellschaft mit einem Kapital von 1 Million Pfd. Sterling vorschlug. Der Verfasser war offenbar bemüht, nur sicher verbürgte Angaben in sein Werk zu übernehmen; dieser Umstand in Verbindung mit einer größeren Zahl gewählter Bilder verleihen dem Buch einen besonderen Wert.

Bemerkenswert sind einige Einzelheiten, die in dem Buch erzählt werden und die ein gutes Bild von den Verhältnissen geben, unter denen die erste eigentliche Eisenbahn entstanden ist und betrieben wurde. So wird erwähnt, daß für George Stephenson, als er im Juli 1826 zum leitenden Ingenieur bestellt wurde, ein Jahresgehalt von 1000 Pfd. Sterling festgelegt wurde. Weiter ist bemerkenswert, daß zu Ende des Jahres 1830, also etwa nach einer Betriebszeit von einem Vierteljahr, schon mehr als 70000 Reisende auf der Bahn befördert worden waren und daß man zu derselben Zeit auch schon den Güterverkehr aufgenommen hatte. Für das erste Halbjahr 1831 wurde eine Dividende von 4½% verteilt und die Aktien stiegen auf 200%. Schließlich sind noch einige Seiten aus einem zeitgenössischen Merkbuch wiedergegeben, die Angaben über Bauart, Gewicht und Geschwindigkeit der am Rennen von Rainhill beteiligten Lokomotiven, sowie über die Versuchsfahrten im ganzen enthalten.

R. D.

### Bahnbauten in Südamerika.

Die Südamerikanischen Staaten haben trotz der auch dort ungünstigen finanziellen Verhältnisse eine ansehnliche Zahl von Bahnbauten in Angriff genommen und betreiben sie, soweit es die Mittel gestatten, mit allem Nachdruck. Sollen doch diese neuen Bahnlinien im Zusammenhang mit Straßenbauten große bisher wenig besiedelte Gebiete erschließen und dem Abtransport von Bodenschätzen zur Küste und damit der Belebung der Wirtschaft dienen.

In Peru ist die Askope-Eisenbahn, die die Kohlenbergwerke in Huaday mit Askope verbindet, fertiggestellt und demnächst soll auch die andere Strecke bis Cimbron fertiggebaut werden. Die Recuay-Linie wird nächstens bis Caras verlängert und die

*) C. F. Marshall: Centenary History of the Liverpool and Manchester Railway. London: The Locomotive Publishing Company Ltd. Preis 30.— Schilling.

Linie Chuquicara-Cajabambique in Kürze in Dienst gestellt. Weit gefördert wurde in letzter Zeit auch die Linie von Barranca nach der Strecke Lima-Huacho und eine neue Linie von Tambo-del Sol nach Pachitea. Stetigen Fortschritt macht weiterhin die Zentraleisenbahn in der Richtung auf Cuzco zur Erzielung einer durchgehenden Verbindung Lima—Cuzco—Juliaca—Puno. In Juliaca soll nach einer Vereinbarung mit der Regierung von Bolivien später eine Linie nach La Paz abzweigen, womit dann eine durchgehende Verbindung von Argentinien nach Chile hergestellt wäre. Augenblicklich soll der Bau der Strecke Huancavelica—Castrovirreyna in Angriff genommen werden, der wegen der Erschließung großer Minerallager und reicher Ländereien besonders wichtig ist. Weitere Projekte haben ebenfalls greifbare Gestalt angenommen.

Bolivien hat in den Vereinigten Staaten eine Anleihe von 150 Millionen Mark für den Ausbau seiner Verkehrswege aufgenommen, wovon 56 für Eisenbahnen Verwendung finden sollen. Mit dem Bau einer Bahnlinie von Potosi nach Sucre von 170 km Länge durch die Antofagasta und Bolivia Railway Co. ist bereits begonnen. Ebenso ist bereits mit einem kleinen Teil der Bauarbeiten für eine 175 km lange Linie von Santa Cruz nach Cochabamba begonnen; sie soll später an die Brasilianischen Bahnen bei Puerto Esperanca angeschlossen werden. In der Frage des Anschlusses an die Argentinischen Bahnen über Yacuiba ist nunmehr ebenfalls eine Einigung zustandegekommen, ebenso in der Frage des Anschlusses an das Peruanische Netz durch eine Bahnlinie längs des Titicacasees.

Zwischen dem Ministerium für öffentliche Arbeiten in Columbien und einer Finanzgruppe sind jüngst Verträge über Bahnbauten abgeschlossen worden, die noch in diesem Jahre in Angriff genommen werden sollen. Hervorzuheben sind die Strecke Bucaramanga—Rio Fonce im Anschluß an die Bahn Bogota—Rio Fonce von 100 km Länge mit einer 3,5 km langen Untertunnelung des Calarca, eine Linie Ibagua—Armenia, die eine Verbindung zwischen den Linien Bogota—Neiva und Popayan—Manigales herstellen soll.

Mit einem Aufwand von 115 Millionen Mark will Chile eine Erweiterung seines Eisenbahnnetzes vornehmen. Mit einer 180 km langen Bahnlinie von Antofagasta durch die Anden wird noch heuer begonnen. Sie findet Anschluß an eine Linie, die die Argentinische Eisenbahnverwaltung von Salata aus gegen das Gebirge vortreibt.

Spätestens im nächsten Jahr soll eine Linie von Curacautina aus in die Anden gebaut werden. Mit dem Bau einer Linie von Loncoche nach Villarica ist bereits begonnen worden. Hierzu treten noch mehrere andere Teilstrecken, die in den nächsten Jahren Aussicht auf Verwirklichung haben. Sp

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Längenschnitte mit schiefwinkligen Koordinaten.

Hierzu Tafel 28.

Bei größeren Arbeiten am Oberbau ist es erforderlich, die Nivellette neu zu regeln. Zu diesem Zweck wird der Bestand in der Natur aufgenommen und der vorgefundene Längenschnitt auf Millimeterpapier aufgetragen. Um eine gute Übersicht zu gewinnen und um dann möglichst einfach den verbesserten Längenschnitt festlegen zu können, ist es wünschenswert, daß der Höhenmaßstab des Längenschnittes möglichst groß ist, die Linie der Schienenoberkantenhöhe aber nur so wenig geneigt erscheint, daß der Längenschnitt nicht mehrfach unterbrochen werden muß. Bei Anwendung der üblichen Darstellung des Schnittes in rechtwinkligen Koordinaten ist dies jedoch bei der Wahl größerer Höhenmaßstäbe stets der Fall.

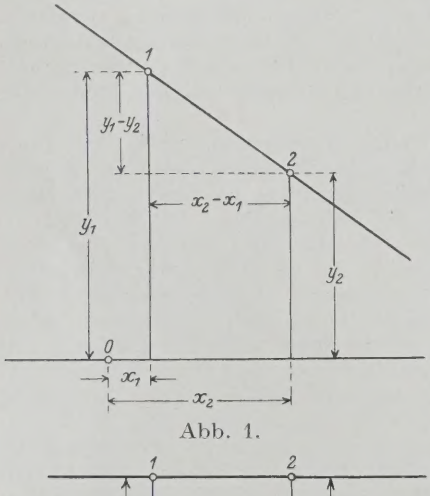


Abb. 1.

In Abb. 1, Taf. 28 ist ein solcher Längenschnitt einer Strecke mit ungefähr 25 ‰ Gefäll dargestellt, in welchem trotz des großen Längenmaßstabes die Wahl des Höhenmaßstabes 1 : 50 auf einem Zeichenblatt zu einer viermaligen Abstufung des Längenschnittes führt.

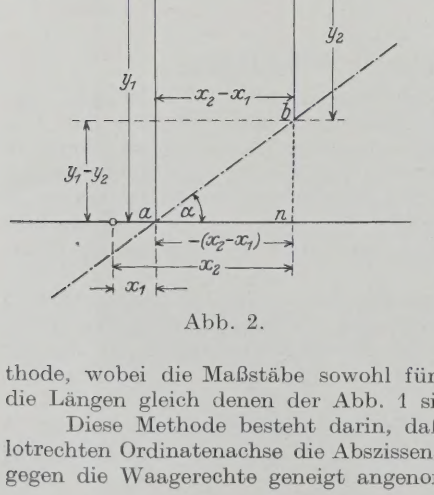


Abb. 2.

Durch die Anwendung einer einfachen Methode kann bei der Wahl beliebiger Höhen- und Längenmaßstäbe der Längenschnitt beliebig geneigt dargestellt werden.

Abb. 2, Taf. 28 zeigt den Längenschnitt der Abb. 1 nach dieser Methode, wobei die Maßstäbe sowohl für die Höhen als auch für die Längen gleich denen der Abb. 1 sind.

Diese Methode besteht darin, daß unter Beibehaltung der lotrechten Ordinatenachse die Abszissenachse unter dem Winkel $\alpha$ gegen die Waagerechte geneigt angenommen wird.

Die Längen werden jedoch nicht auf der geneigten Abszissenachse, sondern waagerecht in dem gewählten Längenmaßstabe aufgetragen. Auf der geneigten Abszissenachse erscheinen die Längen zwar entsprechend dem durch den Winkel $\alpha$ gegebenen Transversmaßstab länger $\left(\frac{1}{\cos \alpha}\right)$, was jedoch ohne Belang ist.

Die Höhen werden aber von der geneigten Abszissenachse aus aufgetragen, wobei die in Abständen von 1 m gleichlaufend zur Abszissenachse gezeichneten Spuren der Vergleichsebenen die Auftragungen erleichtern.

Die Auftragung der Höhen geschieht natürlich lotrecht, d. h. gleichlaufend mit der Ordinatenachse.

Vor Beginn der Auftragungen ist nebst den Maßstäben die Neigung der Abszissenachsen zu wählen. Da der Längenschnitt möglichst wenig geneigt, also beinahe waagerecht sein soll, so ist die Waagerechte der Grenzfall, dem der Längenschnitt tunlichst nahe kommen, ihn aber nicht überschreiten soll, um das natürliche Bild des Gefälles nicht ungünstig zu beeinflussen.

Es ist nun leicht einzusehen, daß für diesen Grenzfall einem Gefälle m des Längenschnittes die Abszissenachse gegenüber den rechtwinkligen Koordinaten die Neigung $-$ m haben muß.

Textabb. 1 zeigt die übliche Darstellung der Strecke $\overline{12}$ in rechtwinkligen Koordinaten, das Gefälle $m = \frac{y_1 - y_2}{x_2 - x_1}$.

In Textabb. 2 ist die Strecke $\overline{12}$ mit den gleichen Abszissen wie in Textabb. 1 waagerecht angenommen. Wenn von 1 und 2 die Ordinaten $y_1$ und $y_2$ lotrecht nach abwärts aufgetragen werden, so gibt die Verbindungslinie der unteren Enden dieser Ordinaten $\overline{ab}$ jene geneigte Abszissenachse, bei welcher der Längenschnitt der Strecke $\overline{12}$ waagerecht erscheint.

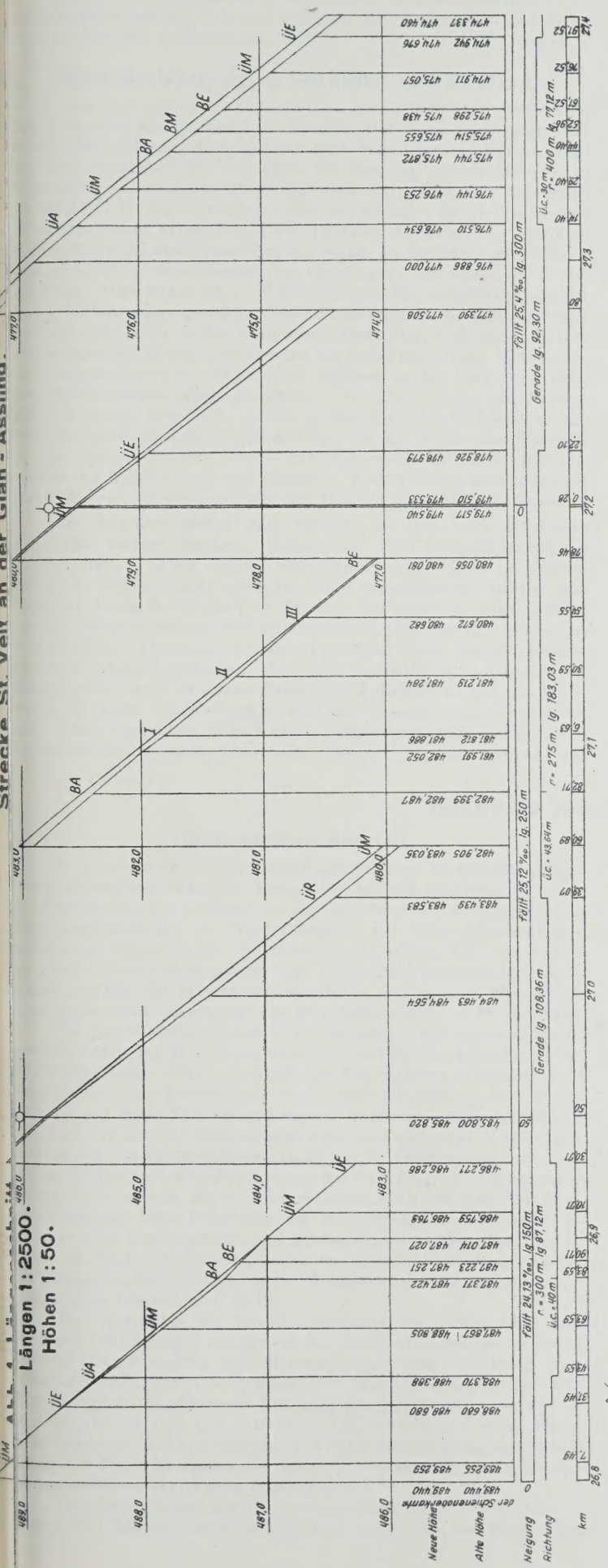
Die Strecke $\overline{12}$ hat unter Zugrundelegung der geneigten Abszissenachse das Gefäll $m_1 = \frac{y_1 - y_2}{x_2 - x_1} = m$.

Das Gefäll der geneigten Abszissenachse in bezug auf die rechtwinkligen Koordinaten ist $\frac{\overline{bn}}{\overline{an}} = -\frac{y_1 - y_2}{x_2 - x_1} = -m$.

Die Neigung der Abszissenachse ist also gleich oder kleiner als die Durchschnittsneigung des Längenschnittes anzunehmen, jedoch im entgegengesetzten Sinne. Sie ist mit rechtwinkligen Koordinaten in den gewählten Höhen- und Längenmaßstäben zu ermitteln.

In Abb. 2, Taf. 28 ist die Durchschnittsneigung des Längenschnittes 25 ‰. Wenn man mittels rechtwinkliger Koordinaten in dengewählten Maßstäben (Höhen 1:50, Längen 1:2500) eine Linie zeichnet, die unter 25 ‰ geneigt ist, so gibt diese Linie die oberste Grenze für die Richtung der gesuchten Abszissenach-

# Zum Bericht: Längenschnitte mit schiefwinkligen Koordinaten.



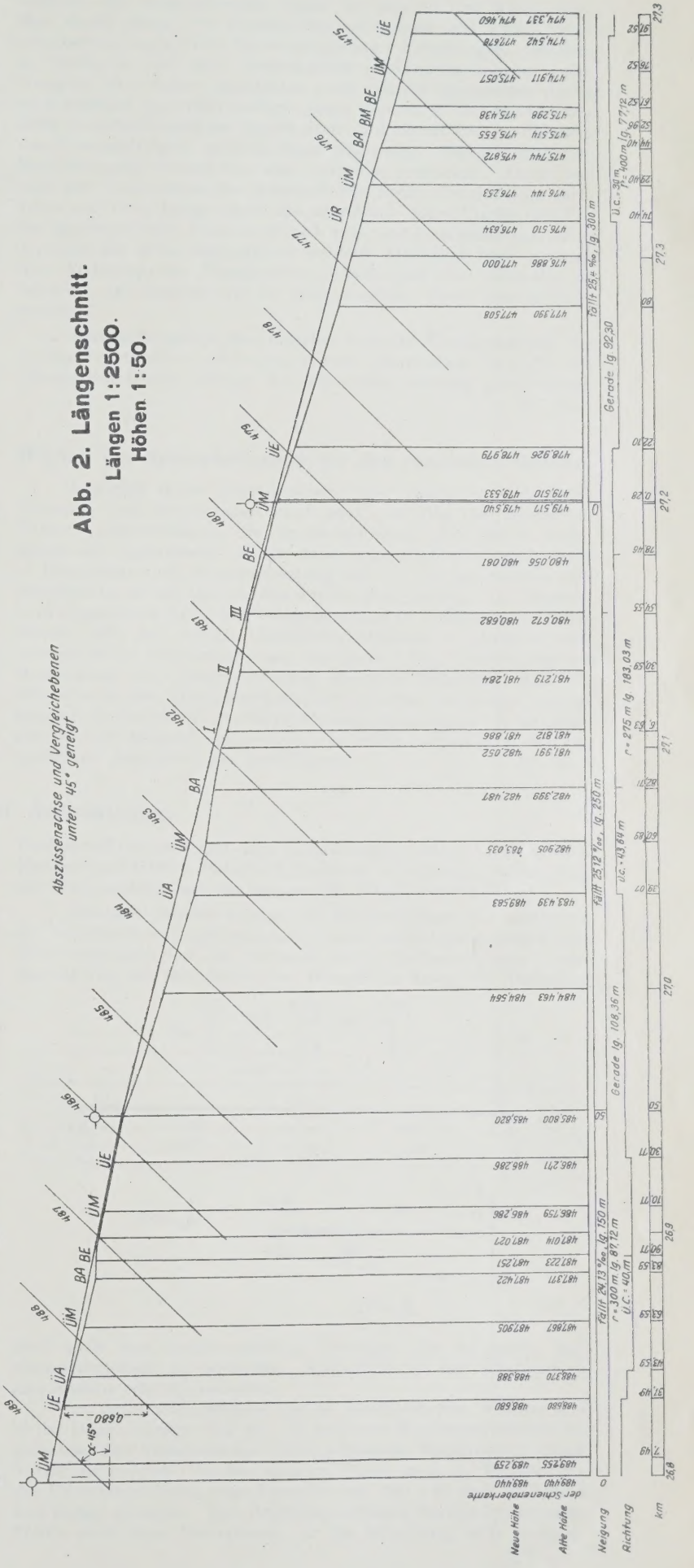




**Abb. 2. Längenschnitt.**
**Längen 1:2500.**
**Höhen 1:50.**

Verlag Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Wenn in einer Strecke große Gefälle in kleine übergehen, so werden die einzelnen Strecken getrennt mit verschieden geneigten Abszissenachsen aufgetragen. F. Buzzi.

### Schwellentränkung in Schweden und Rußland.

Das auf anderen Gebieten so fortschrittliche Schweden ist z. Z. das einzige Land in Europa, das noch nicht ganz zur Schwellentränkung übergegangen ist. Man kann annehmen, daß bei den Staatsbahnen wie auch bei den an Streckenlängen in Schweden bekanntlich überwiegenden Privatbahnen nur etwa 20 bis 25 v. H. der Schwellen getränkt werden. Zweifellos könnte Schweden durch allgemeine Durchführung der Tränkung vermöge Steigerung der Lebensdauer der Schwellen an Arbeitslöhnen sparen und Holz für andere Zwecke frei bekommen, insbesondere für die Ausfuhr. Man hat auch in Schweden mit Kreosotöltränkung die besten Erfahrungen gemacht. Bemerkenswert ist die Beobachtung, daß die Schwellen in den nördlichen Distrikten viel länger halten als in den südlichen und zwar nahe bis zum Doppelten. Die rauhen und langandauernden Winter im Norden wirken den Angriffen des Fäulnisschwammes entgegen. Während man im Norden jährlich wenig über 6 v. H. der nichtgetränkten Schwellen auswechseln muß, sind es im Süden 9 bis 12 v. H. Wenn eine Schwelle in eine schon mehrere Jahre mit Schwamm infizierte Bettung verlegt wird, so fault sie viel schneller. Auch durch holzzerstörende Insekten erleiden die schwedischen Bahnen alljährlich Verluste.

In Rußland sollen von 1929/30 an nur noch getränkte Schwellen verlegt werden. Großenteils wird Chlorzinktränkung angewendet. Aber auch kreosotgetränkte Kiefernschwellen halten in Rußland nur etwa 12 Jahre gegenüber 20 Jahren und mehr im Ausland. Es ist hier offenbar die schlechte Sandbettung und die unvollkommene Befestigung der Schiene auf den Schwellen von Einfluß. Aber diese Ursachen genügen nicht, um den großen Unterschied zu begründen. Ein sehr wesentlicher, vielleicht der Hauptgrund, liegt in unzweckmäßigen Vorschriften für die Spurweite, zu deren Einhaltung zu häufige Umnagelungen notwendig sind. Die russischen Vorschriften lassen in Geraden nur 5 mm Spurerweiterung und überhaupt keine Spurverengerung zu, während die entsprechenden Maße bei uns 10 und 3 mm sind. Man denkt daran, die Vorschriften zu ändern und 8 mm Spurerweiterung sowie 3 mm Spurverengerung vorzuschlagen. Seitdem in Rußland viel mit mechanischer Gleisuntersuchung nach Dolgow, Rossignol gearbeitet wird und die Spurweiten damit noch häufiger als früher nachgemessen werden, ist die Aufdeckung nicht vorschriftsmäßiger Spurweiten und damit die Ausführung von Umnagelungen noch häufiger geworden. Die neuzeitlichen Einrichtungen wirken hier also mittelbar schädlich. Dabei soll nach den Vorschriften der Ausgleich von Fehlern in der Spurweite 2 mm auf 10 m Länge nicht überschreiten. Eine Ungleichheit in der Spurweite von 5 mm muß also vor- und rückwärts auf 25 m, d. h. also auf 50 m, ausgeglichen werden. Auch hier denkt man an eine Änderung der Vorschriften derart, daß von Schwelle zu Schwelle, in Geraden wie in Krümmungen, 2 mm ausgeglichen werden.

Sehr umfangreich sind daneben noch die Umnagelungen, die infolge Frostbeulen notwendig werden, denn etwa 7,5 v. H. der Gleislängen frieren infolge der schlechten Bettung jährlich auf.
Dr. S.

### Wegfall der Spurerweiterung bei den russischen Bahnen.

Angeregt durch amerikanische (St. Louis) und deutsche Versuche und Erfahrungen wird jetzt auch bei den russischen Bahnen vorgeschlagen, die Spurerweiterung von 300 m Halbmesser ab wegzulassen. Wenn dabei angegeben wird, daß damit in Deutschland die Spurerweiterung auf 1 v. H. der Strecke sich einschränke, so ist das allerdings nicht ganz richtig. In Deutschland liegen etwa 2,6 % der Vollspurbahnen in Krümmungen unter 300 m. Bei den ebenen Geländeverhältnissen in Rußland verschwindet die Spurerweiterung fast ganz. Die Vorteile, die bei Weglassung der Spurerweiterung dadurch entstehen, daß die Schwellen in den Tränkungsanstalten einfacher vorbereitet werden können, sind bekannt. An den Südbahnen wurden im Ljubotinsker Bezirk 1929 Versuche eingeleitet, die völlig befriedigten und die deutschen Anschauungen bestätigten. Dr. S.

## Bahnhöfe nebst Ausstattung.

### Gleiswaagenverstärkung.

In den letzten Jahren macht sich für den Güterabfertigungsdienst immer störender der Mangel bemerkbar, daß dem im Laufe der Zeit gestiegenen Gesamtgewicht der Güterwagen (Eigengewicht und Tragfähigkeit) die Wiegefähigkeit der Gleisbrückenwaagen nicht mehr angepaßt ist. So hatten z. B. Anfang 1922 noch rund $^3/_4$ aller Gleisbrückenwaagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft nur bis 30 t Wiegefähigkeit, die in den meisten Fällen zum Verwiegen von Güterwagen von 20 t Ladegewicht nicht ausreicht.

Bei der Einführung der 20 t-Güterwagen mit einem Gesamtgewicht von rund 31 t wurde wohl hier und da die Ausnutzung der 30 t-Gleiswaagen durch geringfügige Verstärkung einzelner Teile oder auch ohne Verstärkung und durch Änderung des Wiegebalkens auf rund 33 t Wiegefähigkeit versucht. Eine allgemeine Verstärkung der 30 t-Gleiswaagen kam aber nicht zur Ausführung, wohl in der Annahme, daß der Raddruck der Güterwagen bald noch weiter steigen und eine Erneuerung der zu schwachen Gleiswaagen erforderlich machen wird. Ferner ließen auch die scharfen Eichbestimmungen eine Erhöhung der Wiegefähigkeit der 30 t-Gleiswaagen ohne umfangreiche und kostspielige Verstärkungsarbeiten selten zu, und es bestanden weiter begründete Bedenken, daß bei der dauernden Beanspruchung der Waagen an der oberen Leistungsgrenze ihre Genauigkeit leidet.

Die Normung der 7,5/40-Gleiswaage im Jahre 1925 und auch die 1927 erfolgte Lockerung der Eichbestimmungen in bezug auf die Durchbiegung der Brückenträger und Lasthebel veranlaßten mich, die Verstärkung von 30 t-Gleiswaagen auf 40 t Wiegefähigkeit in größerem Umfange durchzuführen. Verwendet wurden hierbei nur gut erhaltene 7,5/30 t-Waagen ohne Gleisunterbrechung und mit Innenangriff der Wägeschienen, also solche die in der Regel höchstens 30 Jahre alt waren und in der Bauart der genormten 40 t-Waage entsprachen.

Der Berechnung der zu verstärkenden Teile wurde der bekannte 40 t-Normallastenzug zugrunde gelegt, also das dreiachsige Drehgestell des Schienen- und Tiefladewagens mit 2 . 1,5 m Achsenabstand und 6,667 t Raddruck (siehe die Abbildung, welche auch die Hebelverhältnisse der genormten Waage wiedergeben).

Verstärkt werden müssen die Brückenträger, die Lasthebel, der Zwischenhebel und manchmal auch die Entlastungsschwinge. Diese besonders dort, wo sie wegen naher Entfernung des Wiegestockes von der Mittelachse der Waage nur kurz ist. Außerdem

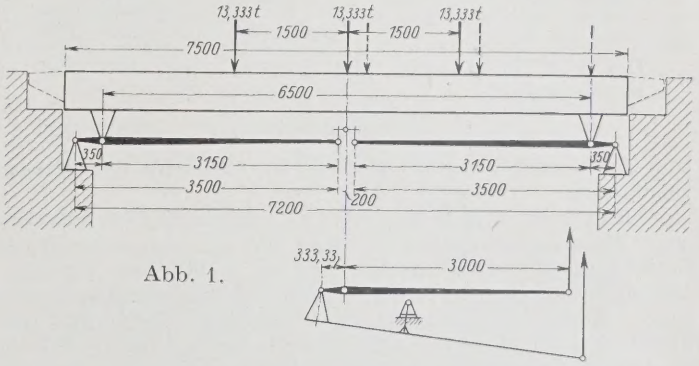



Abb. 1.

Abb. 2.

sind auch fast immer einzelne Gehänge, die Schneiden und Schneidenachsen zu erneuern. Schließlich ist der Wiegebalken abzuändern oder zu erneuern.

Die Brückenlängsträger der zu verstärkenden Waagen sind in der Regel I-Träger NP 45. Je nach der Stützweite hat sich die zwischen den Stützpunkten vorzunehmende Verstärkung dieser Träger zu richten. In den meisten Fällen wird die Verstärkung des Untergurts durch eine Lamelle von 160 × 40 mm und rund 5 m Länge genügen. Die Brückenquerträger werden in fast allen Fällen auch ohne Verstärkung für die Belastung noch genügen.

Nachrechnung der Biegungs- und Widerstandsmomente ist jedoch erforderlich. Die Lasthebelgehänge werden meistens erneuert und hierbei stärker hergestellt werden müssen, da ihre Verstärkung nicht immer möglich ist.

Wie in den Stützweiten der Brückenträger bei den einzelnen Waagen verschiedene Abmessungen festzustellen sind, so ist dies dementsprechend auch bei den Lasthebeln und dem Zwischenhebel der Fall. Die Schenkel jedes Lasthebels, die nach meinen Beobachtungen 21,5 cm hoch und 4—4,5 cm stark gewählt sind, müssen durch je zwei Laschen von mindestens 260 . 13 mm am gefährlichen Querschnitt verstärkt werden. Auch der Zwischenhebel muß je eine Lamelle von 10—13 mm Stärke an jeder Seite erhalten.

Bei der Berechnung des Widerstandsmomentes des Lasthebels sind die Einkerbungen für die Schneiden und beim Zwischenhebel der Ausschnitt für die Achsen zu berücksichtigen.

Die Entlastungsschwinge wird, falls sich eine Verstärkung für erforderlich erweisen sollte, durch eine Lamelle in Breite des Trägers und von 20—30 mm Höhe verstärkt. Man prüfe jedoch, ob die Auswechslung einer zu schwachen Entlastungsschwinge durch einen U-Träger NP 22 oder NP 24 nicht billiger, also wirtschaftlicher ist. Außerdem ist auch die Auswechslung der Schneiden und Pfannen besonders der Achsen im Zwischenhebel erforderlich, die entsprechend der höheren Belastung und auch Überlastung bei einseitiger Laststellung stärker gehalten werden müssen.

Selbstverständlich empfiehlt sich bei den ersten Waagen, die man verstärken will, genaue Durchrechnung aller Teile; später wird man mit Erfahrungswerten auskommen.

Bei der gespannten wirtschaftlichen Lage ist die Frage, ob alte Waagen verstärkt werden können, oder neue beschafft werden müssen, von erheblicher Bedeutung. In der ersten Zeit übertrug ich die Gleiswaagenverstärkungen den Firmen, welche die Waagen seinerzeit geliefert hatten. Die Preise waren an sich günstig, stiegen aber bald durch Ingenieur- und Monteurreisen. Ich ging daher dazu über, die Waagen durch eine unserer Hauptwerkstätten, die sich bald gut einarbeitete, verstärken zu lassen.

Alle bisher verstärkten Waagen haben anstandslos die eichamtliche Prüfung bestanden. Die zulässige Durchbiegung wurde nicht überschritten. Die verstärkten Waagen halten noch eine große Anzahl von Jahren, da ja kaum Teile vorhanden sind, die sich stark abnutzen.

Von Interesse dürfte ein wirtschaftlicher Vergleich zwischen neuen und verstärkten Waagen sein. Bei der neuen Waage ist stets der Einbau eines Fundamentes notwendig; bei der verstärkten Waage bleibt das alte Fundament, es hat höchstens eine normale Unterhaltung nötig.

| | |
|---|---|
| Neue Waagen kosten . . . . . | 3700 ℛℳ |
| Fundament . . . . . | 2500 „ |
| Zusammen . . . | 6200 ℛℳ |
| Die Verstärkung kostet: 1100 bis 1400 = rund | 1250 ℛℳ |
| Fundamentarbeiten . . . . . | 100 „ |
| Zusammen etwa . . | 1350 ℛℳ |

Der Unterschied von 4850 ℛℳ spricht zugunsten der Waagenverstärkung.

Empfehlen wird es sich, bei stark benutzten Verkehrsstellen neue Waagen einzubauen, die dort befindlichen, wenn es der Zustand erlaubt, zu verstärken und an Stellen mit geringerem Verkehr zu bringen, an denen Waagen gleicher Bauart vorhanden sind. Sobald es sich um andere Bauarten handelt und neue Fundamente in Frage kommen, wird der Unterschied in den Kosten für Verstärkung und Neubeschaffung so gering, daß man sich in den meisten Fällen für die Neubeschaffung entscheiden wird.

Pontani.

## Prellbock mit beweglicher Stirnwand und Prellböcke für Stirnrampen.

In der Wochenschrift für Deutsche Bahnmeister 1923, Nr. 18, habe ich einen von mir konstruierten Prellbock mit beweglicher Stirnwand beschrieben. Diese Konstruktion ist inzwischen von mir verbessert und ist in der nachstehend beschriebenen Form allen Reichsbahndirektionen zur Anwendung empfohlen worden.

Der Prellbock (Abb. 1 und 2) besteht aus einem Erdwall, der seitlich durch Schwellenwände eingefaßt ist und im Gegensatz zu den bisher gebräuchlichen Prellböcken aus Altschwellen nach dem Gleis zu nicht durch eine feste Schwellenwand mit über die ganze Breite des Bockes reichender, horizontaler Prellschwelle abgeschlossen ist, sondern zwei kurze lotrechte Prellschwellen aufweist, die an einem Schlitten aus Altschwellen befestigt sind, dessen vier Kufen aus Schwellen von je 2,7 m Länge bestehen und parallel zu den Seitenwänden auf zwei Querschwellen befestigt sind. Letztere ruhen auf den Schienen des Fahrgleises und werden an der Innenseite der Schienen durch Winkeleisen geführt.

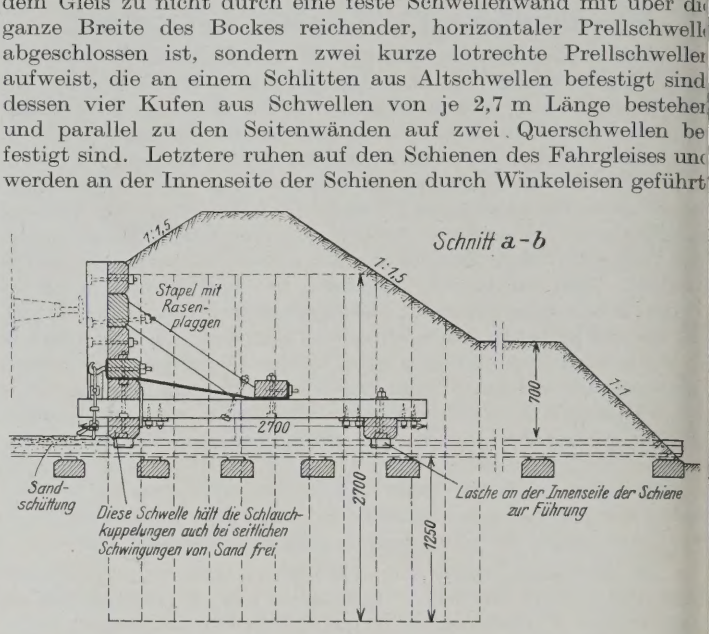



Abb. 1.

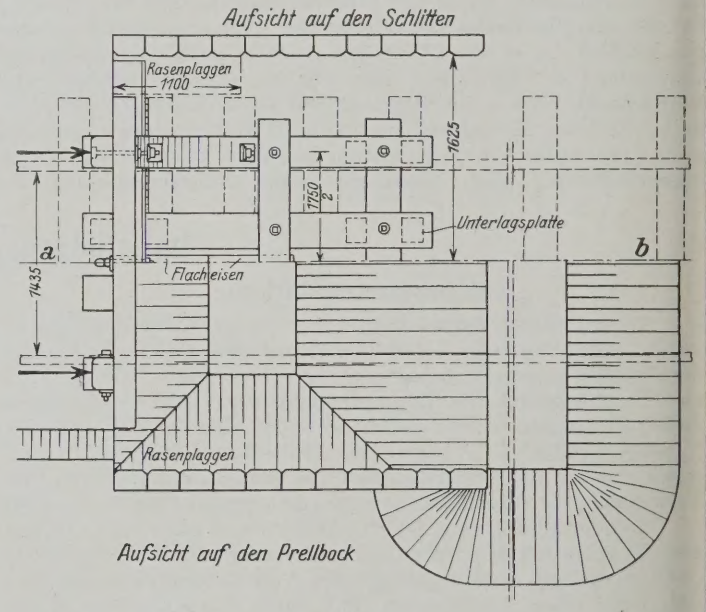



Abb. 2.

Die Schwellen der beiden Seitenwände sind so tief eingegraben, daß sie ohne Querverbindungen, die der Verschiebung des Schlittens hinderlich wären, und ohne sonstige Versteifungen den seitlich wirkenden Erddruck (insbesondere den bei dem Aufprall von Wagen in erhöhtem Maße auftretenden) aufnehmen können.

Um Beschädigungen von Wagenteilen (Trittbrettern usw.) beim Eindringen des Schlittens in den Erdwall zu verhüten, sind die beiden Seitenwände auf 3,25 m auseinander gerückt und ist in der Höhe der Trittbretter der Wagen in der Prellwand des Schlittens eine horizontale Schwelle von 3,15 m Länge vorgesehen. Im übrigen sind nur Gleisschwellen in Länge von 2,7 m und weniger zur Anwendung gekommen. Die zwischen den kurzen Schwellen der Prellwand und den Seitenwänden entstehenden Zwischenräume von $\frac{3{,}25 - 2{,}70}{2} = 27$ cm sind durch Stapel von Rasenplaggen geschlossen.

Um den verschobenen Schlitten wieder in seine Ruhelage zurückziehen zu können, ist der Schlitten mit einem Zughaken

versehen, in den eine Schraubenkupplung gehängt ist, um die lotrechte, hebende Komponente der Zugkraft möglichst klein zu halten. Das auf den Schlitten beim Aufprall von Wagen wirkende Moment wird durch das entgegengesetzt drehende Moment der Hinterfüllung des Schlittens aufgehoben.

Die Bremswirkung des Schlittens wird durch den hinter der Schlittenkonstruktion liegenden Boden, der durch den Schlitten zusammengeschoben wird, allmählich verstärkt. Um die Frostwirkung auf den Erdkörper auf ein Mindestmaß herabzudrücken, sind wasserhaltende Bodenarten wie Lehm, Ton und Lette nicht zu verwenden.

Da die Prellwand des Schlittens bis zur Schienenoberkante hinabreicht, bleibt das Gleis zwischen den Schienen beim Verschieben des Schlittens frei von Erdboden, so daß eine Verunreinigung der Brems- und Heizschlauchkupplungen durch das Hinterfüllungsmaterial nicht eintreten kann.

Die Länge des Bremsbockes und damit der Verlust an Nutzlänge des Gleises ist durch die Verlegung der Bockkonstruktion in den Erdkörper auf ein Minimum herabgesetzt.

Die von dem Reichsbahn-Zentralamt an einem solchen Prellbock auf dem Bahnhof Hildesheim am 4. Oktober 1928 vorgenommenen Rennversuche hatten folgende Ergebnisse:

Schlitzen der Stirnmauer so untergebracht, daß die sie verbindende Prellschwelle in einer Kammer des oberen Teiles der Stirnmauer liegt und mit dieser profilmäßig abbindet, ohne sie jedoch an irgendeiner Stelle zu berühren. Die Sohle der Schlitze ist zwecks

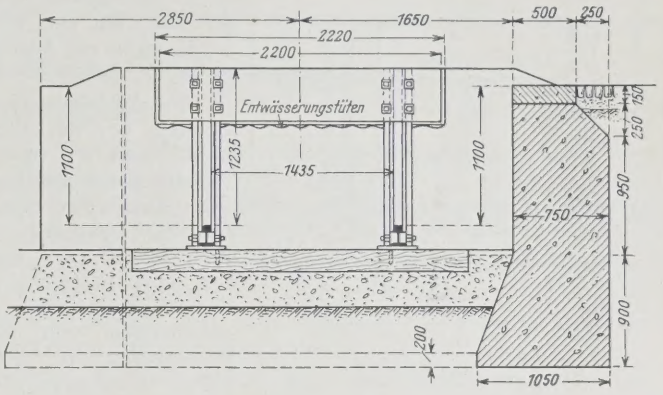



Abb. 3. Vorderansicht.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Versuch | Belastung: Zahl der Wagen | Belastung: Gesamtgewicht der Wagen t | Mittlere Geschwindigkeit km/h | Verschiebung des Prellbocks m | Lebendige Kraft $\frac{Gv^2}{254} = Q$ tm | Verschiebung auf 1 tm m | Mittlere Bremsverzögerung $p = \frac{v^2}{26 \cdot s}$ m/sec² | Witterung | Luftwärme | Bemerkungen |
| Nr. | N | G | V | S | Q | $\frac{s}{Q}$ | p | | c° | |
| 1 | 2 | 50 | 11 | 0,75 | 23,82 | 0,031 | 6,205 | leichter | 18 | Leichtes Zurückholen des Prellbocks und wieder betriebsfähig in wenigen Minuten. Keine Wagenbeschädigungen, geringes Verschieben der Ladung (Kalk) |
| 2 | ,, | ,, | 6,4 | 0,37 | 8,06 | 0,046 | 4,258 | Ostwind | ,, | |
| 3 | ,, | ,, | 10,0 | 0,40 | 19,69 | 0,020 | 9,615 | | ,, | |

Die Wirkung des Bremsbockes kann durch Vergrößerung der Prellwand (Erhöhung und Verwendung von 3,15 m langen Schwellen) und durch Aufhöhung der Hinterfüllung des Schlittens und des Erdwalles in gewissem Umfange verstärkt werden.

Die Ergebnisse der Rennversuche zeigen, daß der Prellbock die im Verschiebedienst vorkommenden Stoßkräfte aufnehmen kann und daß er deshalb in Abstellgleisen an Stelle der bisher gebräuchlichen festen, aus Schwellen mit Bodenhinterfüllung oder aus alten Schienen hergestellten Böcke mit Vorteil verwendet werden kann. Die Herstellungskosten sind sehr gering, sie betragen etwa 70 ℳ.

Ebenso ungenügend in der Wirkung wie die bisher üblichen Erdprellböcke sind vielfach noch die Auffangvorrichtungen an den Stirnrampen. Häufig ist nur in Pufferhöhe eine Holzschwelle in die Stirnmauer eingebettet oder vor der Mauer auf zwei eingegrabenen Schwellen eine Prellschwelle angebracht. Die Folge dieser unzureichenden Prellvorrichtungen ist ein häufiges Zerstören der Stirnmauern und der anschließenden Rampenmauern sowie des anschließenden Pflasters. Die Beseitigung dieser Schäden verursacht unverhältnismäßig hohe Kosten.

Es sind deshalb von mir die in den Skizzen 3 bis 6 dargestellten beiden Prellböcke entworfen, die im Bezirk der Reichsbahndirektion Hannover in größerer Anzahl seit dem Jahre 1925 ausgeführt wurden und sich bisher bewährt haben.

Der in den Abb. 3 und 4 dargestellte Prellbock ist für stark benutzte Stirnrampen vorgesehen. Der Bock ist in bekannter Weise in Dreieckform aus alten Schienen und unteren Zugbändern zusammengesetzt. Die beiden Dreieckkonstruktionen sind in zwei

Entwässerung nach außen abgeschrägt. Um die Prellschwelle gegen Feuchtigkeit möglichst zu schützen, hat die Sohle der Kammer wellenförmige, das Wasser nach außen leitende Vertiefungen (halbe Tüten) erhalten, die an den Schlitzen mit einem

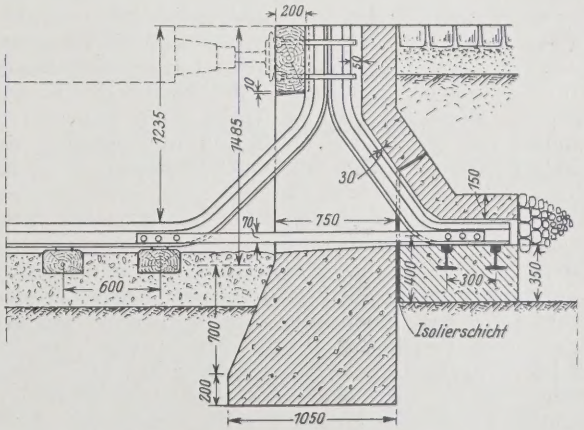



Abb. 4. Längsschnitt.

Wellental abschließen, um ein Abspringen des Betons unter etwaigem Druck der von oben belasteten Prellschwelle zu verhüten. Die Prellschwelle soll zwar so an den Schienenböcken aufgehängt werden, daß sie 1 cm hoch über der Sohle der Kammer

liegt; aber für den Fall, daß die bei dem Ab- oder Verladen schwerer Fuhrwerke benutzten U-Eisen versehentlich nicht auf dem Stirnmauerwerk, sondern auf der Prellschwelle gelagert werden, soll die Möglichkeit gegeben sein, daß die Prellschwelle beim Nachgeben unter der Last auf der Sohle der Kammer ein Auflager findet.

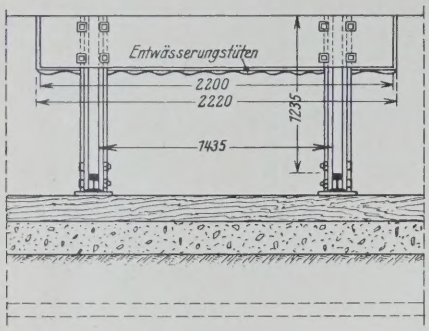



Abb. 5. Vorderansicht.

Bei der letzten Gleisschwelle vor der Stirnmauer sind die inneren Schwellenschrauben durch Hakennägel ersetzt, da die Zugbänder weit vorspringen. Das Lager der Schwanzstücke der Bockkonstruktionen ist unabhängig von dem Mauerwerk der Stirnmauer (Isolierfuge), so daß die Stirnmauer von den auf den Prellbock wirkenden Stößen völlig frei bleibt. Die Schlitze in der Stirnmauer sind mit so viel Luft neben den Bockkonstruktionen herzustellen, daß der Prellbock nach der Fertigstellung der Stirnmauer eingesetzt und zur Instandsetzung oder Auswechselung herausgezogen werden kann. Es empfiehlt sich, den Prellbock so aufzustellen, daß die Prellschwelle zunächst nicht mit der Vorderwand der Stirnmauer bündig abschließt, sondern einige Zentimeter weit vorsteht, da sich der Prellbock nach den ersten Stößen etwas in der Stoßrichtung, d. h. nach der Rampe zu, verschieben wird, bis die Schienenverlaschungen in Spannung sind. Gegen ein weiteres Wandern des Gleises in der Stoßrichtung ist Vorsorge zu treffen.

Eine leichtere Konstruktion für nur wenig benutzte Rampen zeigen die Abb. 5 und 6. Die Einzelheiten gehen ohne weiteres

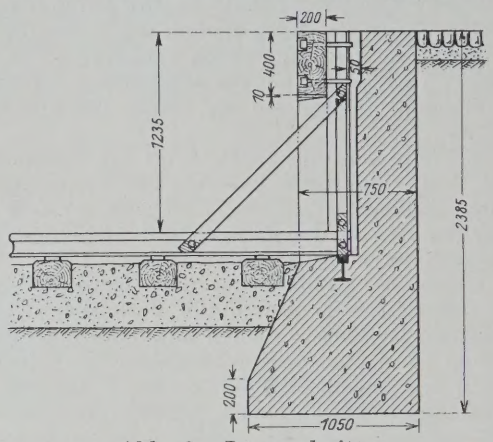



Abb. 6. Längsschnitt.

aus den Abbildungen hervor. Zu beachten ist, daß die lotrechte Komponente des Prellstoßes auf das Fundament der Stirnmauer übertragen wird und daß es deshalb zweckmäßig ist, die Stirnmauer mit den anschließenden Rampenmauern nicht im Verband herzustellen, sondern an diese mit durchgehenden Fugen anzuschließen. Reichsb.-Oberrat Dr. Ing. Honemann, Hannover.

# Buchbesprechungen.

**Dr. H. Zimmermann, Die Berechnung des Eisenbahnoberbaues.** 2. Auflage. Berlin 1930. Verlag Wilhelm Ernst u. Sohn, Preis geb. 38 *RM*.

Habent sua fata libelli. Von dem in der ganzen Welt bekannten, geradezu als klassisch anerkannten Buche Zimmermanns ist — 42 Jahre nach dem Erscheinen der ersten Auflage — ein Neudruck nötig geworden. Nach einer Angabe im Vorwort ist der Abdruck anastatisch, d. h. er ist eine Art Kopierabzug der ersten Auflage. Bei dieser Art der Wiedergabe erscheint der Neudruck ganz im alten Gewand, auch in der früheren Rechtschreibung, nur einzelne Druckfehler konnten ausgemerzt werden. Die Gründe zu diesem Vorgehen mögen vorwiegend wirtschaftlicher Art gewesen sein. Es liegt darin aber auch ein schöner Beweis für die Wertbeständigkeit grundlegender technischer Erkenntnisse. Zimmermann findet den Grund für die noch bestehende Gültigkeit seiner Berechnungen mit Recht in der Tatsache, daß ja das Kräftespiel dasselbe geblieben ist. Wenn er aber darauf hindeutet, daß in der zweiten Auflage seines Buches ältere Anordnungen unverändert wiederkehren, die unterdessen weit überholt erscheinen, so gilt dies für den Langschwellenoberbau, auf den Zimmermann dabei augenscheinlich abzielt, wohl für die bauliche Gestaltung, nicht aber für die Berechnungsgrundlagen. Diese haben ihren vollen Wert behalten für die Berechnung der durchlaufend elastisch unterstützten Straßenbahnschienen, und sie sind tatsächlich gelegentlich so verwertet worden.

Bei dieser ganzen Sachlage könnte man sich darauf beschränken, den hochbetagten, verehrten Verfasser dazu zu beglückwünschen, daß es ihm vergönnt ist, sein Werk noch einmal in breiterem Strome in die Welt ziehen zu sehen. Einige kurze Bemerkungen drängen sich aber doch noch auf. Sie betreffen besonders das Verhältnis von Rechnung und Beobachtung. Gewiß ist die grundsätzliche Beschränkung Zimmermanns auf senkrechte, mittig angreifende Kräfte eine Annäherung. Die vollständige Beschreibung des Spannungszustandes der Schiene wird einmal noch die verwindende Wirkung der Querkomponenten und der rein seitlichen Führungsdrücke zu erfassen haben, eine Betrachtung, die bisher nur Timoshenko versuchsweise unternommen hat. Ebenso gewiß ist, daß die Berechnung des Biegemoments in der Schiene, herrührend aus einer Einzellast, nur einen Sonderfall darstellt. Aber dieser Sonderfall ist doch häufig genug, und überdies findet der Kundige fertige Berechnungen in Fülle, die den Einfluß von Lastengruppen behandeln. Das sind ja doch alles nur Ausweitungen der Zimmermannschen Lehren. Die Grundlagen bestehen daneben fort. Denn so oft am Oberbau über die übliche, langjährige Betriebsbeobachtung hinaus wissenschaftliche Beobachtungen nach Maß und Zahl angestellt wurden, haben sie Zimmermanns Rechenverfahren bestätigt; selbstverständlich mit jenen Genauigkeitsgrenzen, die im Oberbauwesen der Rechnung wie der Beobachtung schon wegen der Veränderlichkeit des Raddruckes von Natur gesetzt sind. Dies gilt insbesondere von den bis heute noch nicht übertroffenen Messungen Wasiutynskis, deren Wiederholungen an den neuesten Oberbauformen geradezu als Ehrenschuld für die großen und größten Eisenbahnverwaltungen gelten sollte. Ein sehr schöner Beweis für die Brauchbarkeit der Oberbauberechnung liegt, wie Zimmermann selbst hervorhebt, auch darin, daß die Durchbildung des Wirthschen Federnoberbaues nach der Berechnung Dr. Schreiers sozusagen auf Anhieb geglückt ist. Es ist eben immer so, daß auf gebahnten Wegen die rein praktische Erfahrung recht wohl allmählich vorwärts führen kann; einen neuen Weg zielsicher und sehenden Auges einzuschlagen vermag aber nur der, dem Rechnung und Erfahrung als Rüstzeug zu Gebote stehen. Und den schöneren Teil dieses Rüstzeuges wird sich noch mindestens ein Menschenalter hindurch die Fachwelt aus dem Buche Zimmermanns holen. Dabei soll mit dem Worte „schöner" kein Werturteil ausgesprochen, die Bedeutung der praktischen Erfahrung nicht herabgesetzt werden. Vielmehr sei damit nur an eine Äußerung Birks erinnert, der den geistigen Genuß hervorhebt, den die Eleganz der Zimmermannschen Ableitungen dem Leser bietet.

Alles in allem ist zu wünschen und zu hoffen, daß die neue Auflage einen verstärkten Auftrieb der rechnerischen Behandlung des Eisenbahnoberbaues bewirken möge, namentlich an den Hochschulen und bei der studierenden Jugend, der das Buch besonders empfohlen sei. Dr. Bloss.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens
Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen
Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden
85. Jahrgang 1. November 1930 Heft 21

# Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.

Von Prof. Dr. Ing. **Heumann**, Aachen.

## A. Allgemeine Untersuchungen.

### Gegenstand der Untersuchung.

Das Einfahren in den Bogen ist zu unterscheiden vom urchfahren des Bogens (Beharrungszustand) und dem usfahren aus dem Bogen. Jenes beginnt, sobald das bisher it allen seinen Radsätzen mit der Geschwindigkeit v im raden Gleis auf dessen Schienenköpfen geradeaus rollende ahrzeug sich mit seinem vordersten Außenrad an die Außenhiene des Bogens „anlegt", d. h. sobald dieses seinen bisher n Radreifen befindlichen Schienenberührungspunkt unter fklettern auf die Schiene in die Spurkranzhohlkehle verlegt inpunktberührung) oder außer am Radreifen noch am Spuranz mit dieser Schiene in Berührung tritt (Zweipunktrührung) und von ihr eine ablenkende „Richtkraft" P bzw. nen „Führungsdruck" Y erfährt, der das Fahrzeug ganz oder ilweise in den Bogen gleitend so einschwenkt, daß es nunehr beginnt sich in den Bogen einzustellen. Das Einfahren rt andererseits auf, sobald das Fahrzeug so weit in den ogen eingestellt ist, daß es sich in allen Teilen um den rümmungsmittelpunkt C des eigentlichen Bogens vom konanten Halbmesser R mit der konstanten Winkelgeschwindigit $\omega = \frac{v}{R}$ dreht. Liegt zwischen der geraden Strecke vor m Bogen und dem eigentlichen Bogen ein Übergangsbogen, erstreckt sich das Einfahren stets über dessen ganze Länge. or dem Einfahren erleidet das Fahrzeug keine Zentripetalschleunigung, nach ihm hingegen über seine ganze Länge it genau die gleiche $b = \frac{v^2}{R}$, — nicht ganz genau, weil b an n verschiedenen Querschnitten des Fahrzeugs eine etwas verschiedene Richtung hat —; während des Einfahrens wächst her die Fliehkraft des Fahrzeugs von 0 auf den konstanten ert des Durchfahrens $\Sigma \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, wenn $\Sigma Q$ das Gewicht des hrzeugs bedeutet, und erfährt es eine Winkel- oder Drehschleunigung $\varepsilon$ mit entsprechenden Massenwirkungen, die Beginn des Einfahrens sehr groß, vorher und nachher 0 sind. Infolgedessen ist während des Einfahrens der hrungsdruck des oder der führenden Räder anders wie beim rchfahren. Weiter sind, weil — besonders in engen Bögen — auf der Einfahrstrecke sich das Spiel $\sigma$ von dem kleinen ert $\sigma_0$ der geraden Strecke auf einen größeren des eigentlichen Bogens verändert, die Führungsverhältnisse beim nfahren anders wie beim Durchfahren. Schließlich ist die stverteilung beim Ein- und Ausfahren anders, wie beim rchfahren, nicht nur in solchen Bögen, deren Außenschiene a jenen Strecken eine andere Höhenlage und eine andere igung hat wie auf der eigentlichen Bogenstrecke, sondern a h in Weichen, deren beide Schienen gleich hoch und waagerht liegen.

Infolge der angegebenen Eigentümlichkeiten beansprucht d Einfahren in die Bögen das Gleis und die Fahrzeuge meist eblich stärker als das Durchfahren derselben und ist es v maßgebender Bedeutung für deren Bauart. Seine Kenntnis i also von großer praktischer Bedeutung. Trotzdem ist bher fast nur der Beharrungszustand des Durchfahrens untersucht worden *). Das Einfahren rechnerisch genau zu verfolgen, ist aus unten angegebenen Gründen kaum möglich; hier sei ein Näherungsverfahren, angewandt auf einige wichtige Lokomotivachsanordnungen, gegeben, die das von mir entwickelte und hier als bekannt vorausgesetzte Minimumverfahren (s. Organ 1913 und 1928) benutzt, zylindrische Radreifen voraussetzt, von Seitenspiel, Deformation und Elastizität innerhalb der Fahrzeuggestelle, auch der Tragfedern absieht, freie Lenkachsen nicht umfaßt und in erster Linie für Einpunktberührung, angenähert auch für Zweipunktberührung gilt, nur als Vorstoß in ein bisher dunkles Gebiet aufgefaßt sein will, keineswegs den Anspruch auf die höchst erreichbare Genauigkeit und Vollständigkeit macht.

Das Fahrzeug soll betriebssicher und sanft in den Bogen einfahren, d. h. seine Beschleunigungen und Führungsdrücke sollen dabei möglichst allmählich von niedrigen Anfangswerten bei kleinen Anlaufwinkeln auf nicht viel über den Werten des Durchfahrens liegende Höchstwerte anwachsen. Die Beschleunigungen und Führungsdrücke werden bestimmt durch die Fahrgeschwindigkeit v, das Gleis und das Fahrzeug. Quadratisch mit v wächst die Zentripetalbeschleunigung b des anlaufenden Radsatzes und damit die auf das Fahrzeug ausgeübte Massenwirkung. Der Einfluß des Gleises ist so, daß b umgekehrt proportional R wächst, daß die absolute Größe und die Art der Veränderung des Spieles $\sigma$ den Anlaufwinkel, die Beschleunigung und die Art der Führung des Fahrzeugs, daß Höhenlage und Neigung der beiden Schienen die Lastverteilung bestimmen, und daß Länge und Form des Übergangsbogens die Art des Anwachsens von Y mitbestimmen. Diese Einflüsse sind ziemlich durchsichtig und einfach zu erfassen, etwas weniger der von $\sigma$. Sehr viel verwickelter sind die des Fahrzeugs mit seinem Gewicht und seiner Bauart. Der folgenden Untersuchung ist allein der ungünstigste Fall der Gleislage: Übergang aus der Geraden in den Kreisbogen ohne Übergangsbogen, tangential oder mit Anfallwinkel, und waagerechte gleich hohe Lage beider Schienen zugrunde gelegt, wie er bei Weichen und sehr flachen Bögen vorliegt. Die übrigen Bestimmungsgrößen sind variiert, insbesondere ist der Einfluß des Gewichts und der Bauart des Fahrzeugs und von $\sigma$ genauer untersucht.

### Die Einlaufbahn des Fahrzeugs.

Wie geht beim Einfahren die geradlinige Fortschrittsbewegung des Fahrzeugs in die mit gleichmäßiger Zentripetalbeschleunigung gleichmäßig drehende des Durchfahrens über? In Abb. 1 ist ein einfahrendes Fahrzeug schematisch durch einen dicken waagrechten Strich dargestellt; das Fahrzeug ist sozusagen auf die Breite 0 zusammengeschrumpft gedacht; es reicht von V bis U und ist in dem Augenblick dargestellt, in dem das Außenrad des vordersten starr, d. h. nicht seitenverschieblich, mit der Hauptmasse des Fahrzeugs verbunden gedachten Radsatzes

*) Nach Fertigstellung dieser Arbeit ist eine Untersuchung von Reichsbahnoberrat Dr. Ing. Uebelacker „Über die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen" erschienen (1. VI. 30 im Heft 11 des Organs), die die Frage in anderer Weise behandelt.

bei $A_0$ mit der Außenschiene, deren Innenkante in der Abb. 1 dargestellt ist, die Anlaufberührung unter dem Anlaufwinkel $\alpha_0$ bereits eben aufgenommen hat. — Der Vorgang dieses Aufnehmens selbst ist unten besonders untersucht. — Während sich bisher dieser Radsatz geradlinig von links nach rechts im Abstand $\frac{\sigma_0}{2}$ von der Schieneninnenkante in Richtung der Fahrzeuglängsachse mit der Fortschrittsgeschwindigkeit v, der Winkelgeschwindigkeit 0 und der Beschleunigung 0 bewegte, folge er von jetzt ab nach einem unten untersuchten Übergangsstadium bereits dem Kreisbogen der ablenkenden Außenschiene um den Krümmungsmittelpunkt C mit der Bahngeschwindigkeit v, der Winkelgeschwindigkeit $\frac{v}{R}$ und der Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$. Wie bewegt sich nun der übrige Teil des Fahrzeugs? — Es dreht

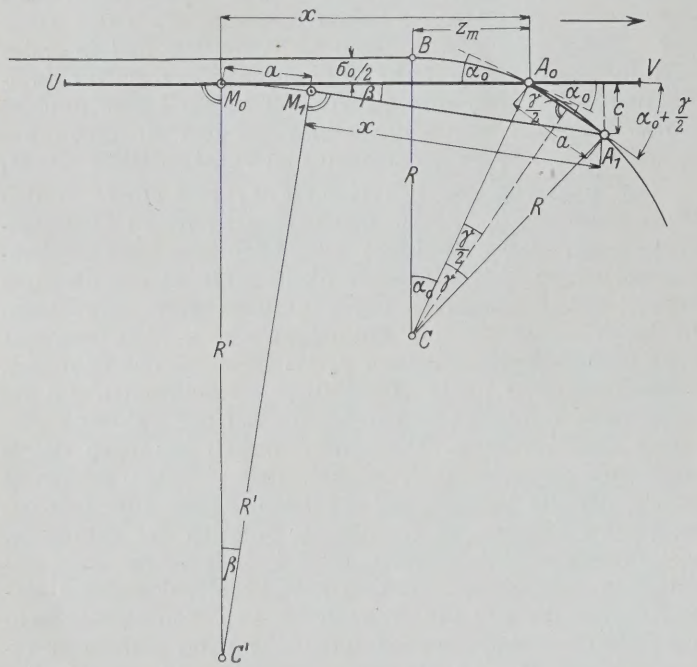



Abb. 1.

sich einmal gleitend um seinen „Reibungsmittelpunkt" in der von Uebelacker eingeführten Bedeutung, d. h. den Schnittpunkt M des vom Momentanzentrum der Bewegung auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lotes mit dieser oder einer zu ihr Parallelen, dessen Lage bekannt sei und der als $M_0$ in die Abbildung eingezeichnet ist; und es rollt zweitens in seiner Längsrichtung vorwärts. Seine Bewegung wird festgelegt durch die der Querschnitte bei A und M. Die Bewegung desjenigen bei A von $A_0$ aus ist durch die Außenschiene vorgeschrieben. Wie bewegt sich der bei M von $M_0$ aus? Wir lassen Punkt A um ein sehr kleines Stück a von $A_0$ nach $A_1$ vorrücken; dabei bewege sich M ebensoviel von $M_0$ nach $M_1$, auf einem Wege, der wegen seiner Kleinheit als Kreisbogen des noch unbekannten Halbmessers R′ um den Punkt C′, das Momentanzentrum der Bewegung, aufgefaßt werden kann; — $C'M_0$ steht nach dem oben Gesagten senkrecht auf der Fahrzeuglängsachse $A_0M_0$ —; dann erhalten wir die in Abb. 1 dargestellte Konstruktion. Danach ist für sehr kleines a und kleines $\alpha_0$:

$$a = R' \,.\, \beta = R \,.\, \gamma; \text{ und weiter angenähert:}$$

$$c = x \,.\, \beta = a \,.\, \sin\left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2}\right) \sim = a\left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2}\right),$$

$$\text{also } \beta = \sim \frac{a}{x}\left(\alpha_0 + \frac{\gamma}{2}\right) \text{ und schließlich}$$

$$\alpha_0 = \frac{z_m}{R} = \sqrt{\frac{R \,.\, \sigma_0}{R}} = \sqrt{\frac{\sigma_0}{R}},$$

$$\text{sowie } \gamma = \frac{a}{R}.$$

Setzt man diese Ausdrücke für $\beta$, $\alpha_0$ und $\gamma$ in die ob... Gleichung für a ein, so erhält man:

$$R' = \frac{x}{a + 2\,z_m} \,.\, 2\,R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

also für $a = 0$

$$R' = \frac{x}{z_m} \,.\, R$$

und für $a = 0$ und $\alpha_0 = 0$, also $z_m = 0$: $R' = \infty$; d. h. da... bewegt sich M im betrachteten Augenblick des Anlaufbegi... noch geradeaus in Richtung der Fahrzeuglängsachse, hat ... Fahrzeug bei M die Zentripetalbeschleunigung 0, fällt also ... Pol O der Winkelbeschleunigung mit dem Reibungsmitt...

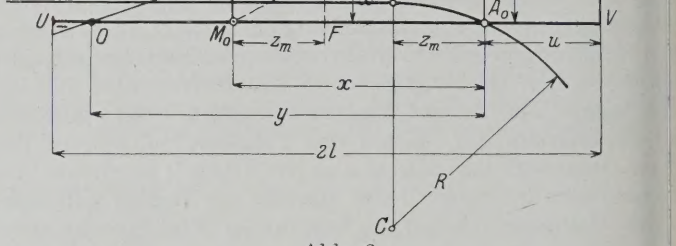



Abb. 2.

punkt $M_0$ zusammen. Je größer aber $\alpha_0$, desto kleiner wird ... desto größer die Zentripetalbeschleunigung $\frac{v^2}{R'}$ des Punktes ... desto weiter rückt derjenige Querschnitt des Fahrzeugs, ... dem die Zentripetalbeschleunigung 0 ist, also der Pol O ... Winkelbeschleunigung, nach hinten, um bei $\alpha_0 = \frac{x}{R}$, $z_m = x$ ... Unendliche zu fallen. Im betrachteten Augenblick des Anlau... beginns hat Querschnitt A bereits die Zentripetalbeschleunigu... $b = \frac{v^2}{R}$, Querschnitt M $b' = \frac{v^2}{R'} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{z_m}{x} = b\frac{z_m}{x}$; damit ist au... die Zentripetalbeschleunigung aller übrigen Fahrzeugque... schnitte festgelegt und es ergibt sich die zeichnerische Da... stellung der Abb. 2 für die Bewegungsverhältnisse. Senkrec... über der Fahrzeuglängsachse sind die den Querschnitten ... und M zugehörigen Zentripetalbeschleunigungen b und b' ... an diesen Punkten aufgetragen; die durch ihre Endpunkte ... und G gehende Gerade schneidet die Fahrzeuglängsachse i... Pol O der Winkelbeschleunigung und gibt in ihrem sen... rechten Abstand von dieser Achse die Zentripetalbeschleun... gungen der verschiedenen Querschnitte an; hinter O werd... diese negativ. — Man sieht den ungünstigen Einfluß d... vorderen Überhanges u. — Für den Abstand y des Pols ... vom Anlaufquerschnitt A liest man aus der Abb. 2 a... $y = \frac{x^2}{x = z_m}$, das $= x$ wird für $z_m = 0$ und $= \infty$ wird für $z_m =$ ... Den Beschleunigungen sind die Massenkräfte natürlich dire... proportional; die Linie G H stellt also unter der Voraus... setzung gleichmäßiger Verteilung der Masse über die gan... Länge 2l des auf die Breite 0 zusammengeschrumpft gedachte... Fahrzeugs auch diese Kräfte dar.

Da, solange $x > z_m$ ist, M sich um einen Punkt C′ beweg... der hinter C, dem Drehpunkt von A, liegt, wird im weitere...

Verlauf des Einfahrens der Anlaufwinkel $\alpha$ immer größer, also auch $z = R.\alpha$. Damit sinkt nach Gl. 1) R'. Zunahme von z und Abnahme von R' bedeutet Annäherung von C' an C; das Ende des Einfahrens, der „Beharrungszustand" ist erreicht, sobald $\alpha = \frac{x}{R}$, $z = x$ geworden ist, C' mit C zusammenfällt. Fast immer ist zu Beginn des Einfahrens $x > z_m$. Ist x kleiner, liegt also C' vor C, so wird im weiteren Verlauf des Einfahrens $\alpha$ und z kleiner, R' größer, bis wieder mit Zusammenfallen von C mit C' der Beharrungszustand erreicht ist. Ist zu Beginn des Einfahrens $x > z_m$, so verschiebt sich während desselben O, das bei $z_m = 0$ mit $M_0$ zusammenfällt, nach hinten, dreht sich in Abb. 2 die GH-Linie um H rechts herum, bis sie parallel zur Fahrzeuglängsachse und O im Unendlichen liegt, alle Querschnitte des Fahrzeugs fast die gleiche Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$ haben und die Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs 0 ist. Sinngemäß verschiebt sich bei anfänglichem $z_m > x$, also negativem y, O von einem vor gelegenen Punkt ins Unendliche hinter dem Fahrzeug.

Hiernach können wir leicht näherungsweise die Bahn aufzeichnen, die das Fahrzeug beim Einfahren nach Aufnahme der Anlaufberührung beschreibt. Wir gehen aus von der Anfstellung $A_0 M_0$, lassen A ein kleines Stück a bis $A_1$ auf dem gegebenen Wege vorrücken, ziehen von $A_1$ eine Gerade durch $M_0$, tragen auf dieser von $A_1$ das als bekannt angenommene Maß $x = A_0 M_0$ ab und erhalten so $M_1$, lassen A wieder ein Stück vorrücken bis $A_2$, ziehen $A_2 M_1$, erhalten auf dieser durch Abtragen von x $M_2$ usw. Je kleiner a gewählt wird, desto genauer ist das Verfahren. Die Ermittlung von x ist weiter unten angegeben.

### Bestimmungsgrößen der Einlaufbahn.

Drei Voraussetzungen liegen diesen Ausführungen zugrunde:

1. Freie Beweglichkeit des anlaufenden Fahrzeugs bis auf die Führung in Punkt A (sogenannter Freilauf),
2. Bewegung des Punktes A des Fahrzeugs vom Augenblick des Beginns der Anlaufberührung mit der Außenschiene an genau auf einem Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C,
3. seitlich starre Verbindung des vordersten Radsatzes mit der Hauptmasse des Fahrzeugs.

### I. Art der Führung.

Die erste Voraussetzung ist meistens erfüllt. Sie ist nicht, wenn das Fahrzeug bei Erfüllung der Voraussetzung 3. außer bei A noch an einer anderen Stelle, etwa hinten innen, anläuft, oder wenn auf andere Weise einem zweiten Punkte des Fahrzeugs eine bestimmte Bahn aufgezwungen wird. In diesen Fällen ist die Bahn des ganzen Fahrzeugs durch die Zwangene der zwei Punkte festgelegt, und damit sind es auch die Bewegungsverhältnisse und Massenkräfte des Fahrzeugs. Für den Einfluß des Hinteninnenanlaufs selbst auf den Führungsdruck der vorderen anlaufenden Räder gilt sinngemäß, unter Berücksichtigung der Beschleunigungsverhältnisse, das in meiner Arbeit von 1928 Gesagte; der Beginn dieses Anlaufs ist unten genauer betrachtet.

Wird der hintere Endpunkt U der Fahrzeug- oder Gestellachse gezwungen, vom Anlaufbeginn des Punktes A an zunächst noch geradeaus zu laufen, so liegt der Pol O so lange in diesem Punkte U, wie dieser geradeaus läuft, während M nur im Augenblick des Anlaufbeginns von A in ihm liegt, dann aber sofort sich nach vorne verschiebt, da wie gesagt der Krümmungsmittelpunkt seiner Natur nach immer auf dem vom Krümmungsmittelpunkt bzw. Momentanzentrum der Bewegung auf die Fahrzeuglängsachse gefällten Lot liegt. Dies ist durch Abb. 3 veranschaulicht; darin bezeichnet Z das jeweilige Momentanzentrum der Fahrzeugbewegung, gewonnen als Schnittpunkt der Bahnnormalen in A und U. Man sieht, wie M vorrückt bei festliegendem O, konstanter Winkelbeschleunigung um den Pol O $\varepsilon = \frac{v^2}{y.R}$, mit konstantem bekanntem y. Dies dauert so lange, wie U geradeaus läuft. Sobald U den Endpunkt $A_0$ seines Geradeauslaufs erreicht hat, wird $\varepsilon = 0$ und springt der Reibungsmittelpunkt von $M_n$ nach M'! Dieser Fall liegt streng vor beim Einfahren einer vorderen Schwenkachse (Bissel- oder Adamsachse), eines Krauß-Helmholtz-Drehgestells mit seitlich nachgiebigem Drehzapfen, einer Mallet-Lokomotive, meistens bei einer Lokomotive mit hinterem amerikanischem Drehgestell oder Helmholtz-Drehgestell mit seitlich festem Drehzapfen oder bei einer Lokomotive, die seitlich sehr straff mit einem schweren Tender gekuppelt ist. Dann liegt jener zunächst festgehaltene Punkt in der senkrechten Drehachse der Schwenkachse, im

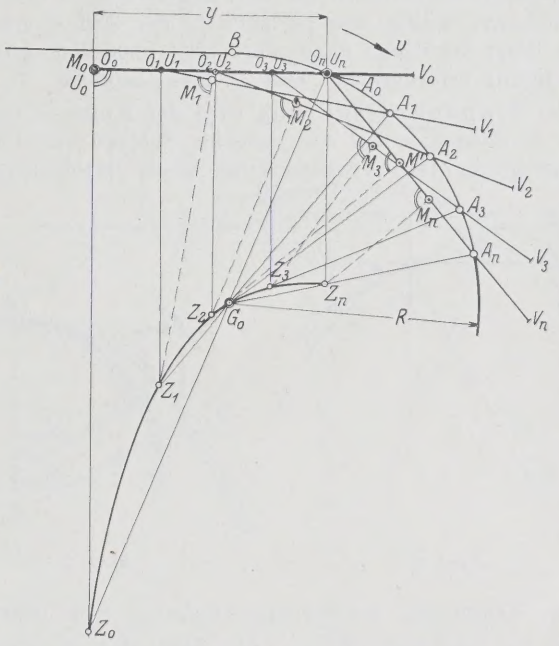



Abb. 3.

hinteren Ende der Helmholtz-Gestell-Deichsel, im Gelenk der Mallet-Lokomotive, im Drehpunkt des hinteren Drehgestells, bzw. im Angriffspunkt der Tenderkupplung. Ähnlich verhält sich ein auf zwei mehrachsigen Drehgestellen laufendes Fahrzeug (Garrat-Lokomotive); hier beschreibt nur der den Anlaufpunkt A vertretende Drehpunkt des vorderen Gestells eine von der Gleiskrümmung etwas abweichende Bahn; Genaueres darüber unten. Die Neigung zum Auftreten dieses Falles liegt vor bei einem Fahrzeug mit hinterer Schwenkachse, mit hinterem Helmholtz- oder amerikanischem Drehgestell mit gegen eine Rückstellkraft verschieblichem Zapfen.

Soweit diese Anordnungen beim Einfahren ein freies Ausschwenken des Fahrzeughinterendes nach außen ganz verhindern, es vielmehr in der Zulaufgeraden festhalten, oder die Neigung dazu haben, erhöhen sie beim Einfahren den Führungsdruck der vorderen anlaufenden Räder, und zwar um so mehr, je mehr ihnen das Festhalten gelingt, also bei Vorhandensein einer Rück- oder Mittelstellvorrichtung*) hinterer Gestelle,

*) Als Mittelstellvorrichtung sei eine Vorrichtung bezeichnet, die das ganze Fahrzeug gestreckt zu halten sucht, als Rückstellvorrichtung eine solche, die ein aus der Mitte der Längsachse des Hauptgestells nach der Seite herausgeschobenes Drehgestell zu dieser hin zurückzuziehen sucht, ohne eine streckende Wirkung auf dasselbe auszuüben.

je stärker deren Rück- oder Mittelstellkraft ist. Mit Rücksicht hierauf würde sich eine je nach der Fahrtrichtung ein- und ausschaltbare Rück- oder Mittelstellvorrichtung empfehlen, die sich verhältnismäßig einfach in Form eines preßluftbelasteten Kolbenpaares herstellen ließe. Genauer soll die Wirkung der hinteren Gestelle hier noch nicht behandelt werden.

II. Art der Berührung zwischen Rad und Schiene.

Wie ist es mit der zweiten Voraussetzung, daß das anlaufende Rad bis zum Eintritt der Anlaufberührung geradeaus rollt und dann sich genau auf einem Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C bewegt? Das würde, wie Abb. 4 zeigt, bedeuten, daß seine Bahn bei Vorhandensein eines Anlaufwinkels $\alpha_0$ im Punkt $A_0$ einen Knick macht. Während das Rad vor $A_0$ eine rein geradeaus gerichtete Geschwindigkeit v mit der dazu senkrechten Komponente $v_s = 0$ hat, würde es unmittelbar hinter $A_0$ die Komponente $v_s = v \cdot \sin \alpha_0$ haben; diese Seitengeschwindigkeit, die angenähert gleich der Zentripetalgeschwindigkeit ist und angenähert $= v \cdot \alpha$ gesetzt werden kann, müßte also plötzlich in der Zeit 0 von 0 auf diesen Wert springen; dazu wäre eine unendlich große Beschleunigung erforderlich. Das ist nicht möglich.

Bei Einpunktberührung wird der Knick in folgender Weise vermieden wobei wir zunächst Schiene und Fahrzeug als starr betrachten. Voraussetzung dieser Berührungsart ist,

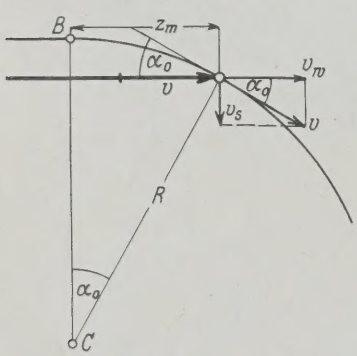



Abb. 4.

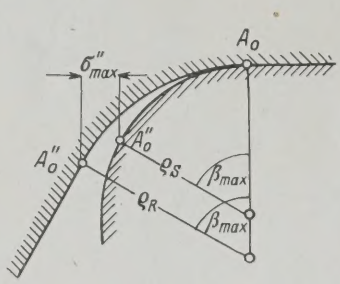



Abb. 5.

daß die Krümmung des Schienenkopfes $\varrho_S$ stets schärfer ist als die der Radhohlkehle $\varrho_R$. Das Rad, das im Augenblick des Anlegens an die Schiene diese bei $A_0$ berührt, s. Abb. 5, und mit ihm das streng durch das Rad geführt gedachte Fahrzeug, läuft zunächst geradeaus weiter, schräg auf die Schiene zu, und verlegt dabei, unter allmählichem Aufsteigen auf diese, seinen Anlauf- oder Druckpunkt so weit in seine Radhohlkehle hinein, bis die waagerechte Komponente P des Normaldruckes in diesem Punkt, die „Richtkraft", in der Lage ist, das Fahrzeug gegen alle statischen Widerstände richtig in den Bogen einzuschwenken. Diesem Augenblick entspreche eine Radstellung $A_0'$, die um ein gewisses Stück $\sigma'$ über den durch $A_0$ gezogenen Krümmungskreis hinausliegt, s. Abb. 6a, die die Bahn des anlaufenden Rades zu Beginn des Einfahrens und unmittelbar davor darstellt. Bei noch weiterem Vorwärtsrollen und Aufsteigen erteilt P dem Fahrzeug eine Zentripetalbeschleunigung in A und eine Winkelbeschleunigung um O, die mit weiterem Aufsteigen wächst. Die Beschleunigung des Fahrzeugs nimmt also nicht sprunghaft, sondern allmählich zu; der Druckpunkt A beschreibt einen Bogen, der sich in $A_0'$ tangential an die Zulaufgerade anschließt, und der bei weiterem Aufsteigen des Rades zunächst immer schärfer wird, bis das Rad in einem Punkte $A_0''$, um $\sigma''$ nach außen verschoben, bei einer Zentripetalbeschleunigung größer als $\frac{v^2}{R}$ und einer Richtkraft größer als zur Überwindung des statischen und dynamischen Schwenkwiderstandes des Fahrzeugs bei $b = \frac{v^2}{R}$ des Punktes A erforderlich, so weit aufgestiegen und abgelenkt ist, daß seine Bahn senkrecht auf dem zum Krümmungsmittelpunkt C hin gezogenen Strahl steht; von da an sinkt das Rad wieder etwas ab, unter Abnahme der Richtkraft und Zentripetalbeschleunigung und unter Streckung der Bahn, bis diese nach einigen kleinen Pendelbewegungen in Punkt $A_0'''$ tangential in die Kreisbahn um C mit dem Halbmesser $R + \sigma'''$ einläuft. $\sigma'''$ ist dadurch festgelegt, daß ihm ein Winkel $\beta$ und eine Richtkraft P zugehört, die die statischen und dynamischen Widerstände bei $b = \frac{v^2}{R}$ des Punktes A zu Beginn des Einfahrens gerade überwindet. Ändern sich diese im weiteren Verlauf des Einfahrens, so ändert sich auch $\sigma'''$; im allgemeinen sinkt es also etwas während des Einfahrens. Es ist um so größer, je kleiner $\beta$; bei $R = \infty$ wäre es $= \sigma'$.

Noch etwas größer als $\sigma'''$ ist $\sigma''$; sein zulässiger Höchstwert $\sigma_{max}''$ ist dadurch bestimmt, daß Punkt $A_0''$ am Rad nicht unter den Beginn des Spurkranzkegels sinken darf, wenn das Rad nicht entgleisen soll. $\sigma_{max}''$ ist also bei neuen Radreifen und Schienen mit $\beta_{max} = 60^0$ nach Abb. 5 $= (\varrho_R - \varrho_S) \sin(\beta_{max}) = (15 - 14) \cdot 0{,}87 = 0{,}87$ mm, also nur sehr klein. Man sieht, wie wichtig ein möglichst großer Unterschied in der Abrundung von Hohlkehle und Schienenkopf ist. Je größer $\sigma'' - \sigma'$ sein kann, desto weniger scharf wird bei gleichem $\alpha$ und v der Bogen der Einlaufkurve nach Abb. a an seiner stärkst gekrümmten Stelle bei $A_0''$, desto größer bleibt sein Krümmungshalbmesser $R_{min}$ an dieser Stelle, desto weniger übersteigt mithin auch die größte Zentripetalbeschleunigung des Fahrzeugs am Querschnitt des anlaufenden Rades $\frac{v^2}{R_{min}}$ den Wert $\frac{v^2}{R}$.

Durch dies Ausweichen des anlaufenden Rades nach oben und außen wird ein eigentlicher Anlaufstoß vermieden, tritt an die Stelle eines Knicks ein sehr scharfer Übergangsbogen. Dessen $R_{min}$ ist rechnerisch schwer zu bestimmen, wird in Wirklichkeit wesentlich vergrößert durch die Elastizität von Rad und Schiene; es ist auf jeden Fall erheblich kleiner als R. Diese „Anlauferscheinung" erhöht den Führungsdruck der anlaufenden Räder unter Umständen sehr beträchtlich, um so mehr, je starrer Rad, Fahrzeug und Schiene, je steiler der Spurkranzkegel, je kleiner $\varrho_R - \varrho_S$ ist, weiter, je größer die Fahrgeschwindigkeit v, der Anlaufwinkel $\alpha_0$ und die auf den Anlaufpunkt A reduzierte Masse $M_r$ des anlaufenden Fahrzeugs sind und je kleiner der Bogenhalbmesser ist. Bei bestimmter Rad- und Schienenform wird abgesehen vom Einfluß der Elastizität und des inneren Seitenspiels des Fahrzeugs durch die letzten vier Größen v, $\alpha_0$, $M_r$ und R die Erhöhung des Führungsdruckes durch die Anlauferscheinung bestimmt. R und v hat man nicht in der Hand, aber $\alpha_0$ und $M_r$ kann man durch bauliche Mittel klein halten; das ist von wesentlicher Bedeutung für die Bogenläufigkeit eines Fahrzeugs. Die Zentripetalgeschwindigkeit $v \cdot \alpha$ vertritt hier die Stoßgeschwindigkeit; sie sei als Anlaufstoßgeschwindigkeit bezeichnet.

Kommt während des Einfahrens eine Hinterachse des Fahrzeugs mit positivem Anlaufwinkel zum Innenanlauf an den Gleisbogen, so beschreibt sie eine Bahn etwa nach Abb. 6b, deren Bezeichnungen denen der Abb. 6a entsprechen; d. h. das Fahrzeug wird — von einem sehr kleinen Anlaufwinkel an — im Querschnitt dieser Achse zunächst zentripetal nach außen beschleunigt, mit $\frac{v^2}{R'}$, und dann erst nach innen mit $\frac{v^2}{R''}$, das allmählich auf $\frac{v^2}{R - \sigma'''}$ abnimmt. Demgemäß wird

die Beschleunigungslinie des Fahrzeugs der Abb. 2, die sich bis zum Innenanlaufbeginn aus der Lage GN um H rechts herum der Waagerechten zu gedreht hatte, zunächst plötzlich einen Augenblick scharf nach links herum um H zurückgedreht, unter Verschiebung von O nach vorne, um dann schnell rechts herum in die endgültige Waagerechte hineingedreht zu werden, unter Verschiebung von O ins Unendliche nach hinten. Dieser scharfen Rückdrehung der Beschleunigungslinie nach links entspricht nach Abb. 2 ein erhebliches Anwachsen der Massenkräfte des Fahrzeugs. Auch hier tritt also eine „Anlauferscheinung" auf, die den Führungsdruck aller anlaufenden Räder erhöht. Sie ist ähnlich der obigen,

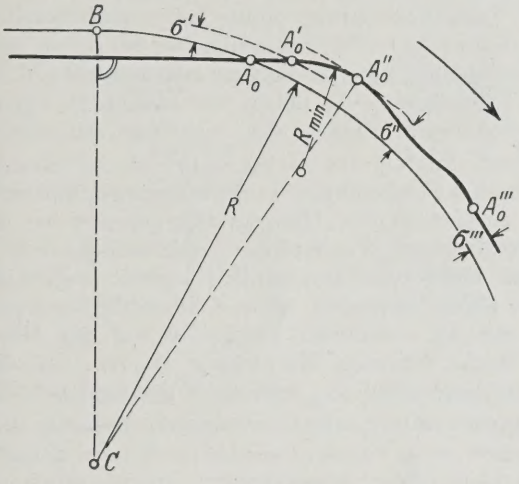



Abb 6a.

nur im allgemeinen nicht so scharf, wegen der günstigeren geometrischen Verhältnisse, s. Abb. 6a und 6b, um so schärfer, je weiter vorne die innen anlaufende Achse liegt.

Bei Zweipunktberührung kann beim Anlauf das Rad nicht zunächst geradeaus laufen, weil es sofort mit dem kegelförmigen Spurkranz seitlich an den Schienenkopf anstößt und nicht auf diesen aufsteigt, wenn nicht etwa, was nicht vorkommen darf, durch den Anprall des schrägen Spurkranzes das Rad von der Schiene abgehoben wird und dann wieder auf diese niederfällt. Hier würde also das Anlegen des Rades bei positivem Wert von $\alpha_0$ mit einem sehr kräftigen Stoße, also sehr großer Zentripetalbeschleunigung geschehen, wenn die miteinander in Berührung tretenden Teile einigermaßen starr wären. Ein Stoß tritt hier tatsächlich auf, allein durch die seitliche elastische Durchfederung von Rad und Schiene und durch die stets vorhandenen kleinen Seitenverschieblichkeiten und die Elastizität innerhalb des Fahrzeugs wird er gedämpft. Dieser Stoßdruck ist rechnerisch ebenfalls schwer zu erfassen. Auch seine Heftigkeit wächst mit v, $M_r$, $\frac{1}{R}$ und $\alpha_0$, ist $= 0$ für $\alpha_0 = 0$. Auf jeden Fall ist das Anlaufen bei Zweipunktberührung weit härter, die Entgleisungsgefahr unter sonst gleichen Umständen wohl größer als bei Einpunktberührung. Die Erhöhung des Führungsdruckes ist hier bei nennenswertem $\alpha_0$ erheblich größer und von den gleichen Größen abhängig wie dort.

Da also sowohl bei Ein- wie bei Zweipunktberührung das anlaufende Rad im Punkt $A_0$, dem Beginn des Anlaufens, tatsächlich stets tangential in den Bogen einläuft, so liegt der Pol O der Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs nach den obigen Ausführungen in diesem Augenblick stets in dessen Reibungsmittelpunkt M, um sich dann bei Erfüllung der Voraussetzung 1 schnell nach hinten zu verschieben, um so schneller, je größer $\alpha_0$. Vorausgesetzt ist dabei, daß das Fahrzeug geradlinig und parallel zum Zulaufgleis auf den Bogen zuläuft. Bei tangentialem Anschluß des Gleisbogens an die Gerade kann das $\alpha_0$ im Augenblick des Anlaufbeginns nach Abb. 1 schwanken zwischen 0 und $\frac{z_{max}}{R} = \frac{\sqrt{2 R \sigma_0}}{R} = \sqrt{\frac{2\sigma_0}{R}}$; also ist mit dem im geraden Gleis üblichen Spiel $\sigma_0 = 11$ mm und $R_{min} = 180$ m $\alpha_{max} = 0{,}0111 = 40'$. Im allgemeinen kann man wohl damit rechnen, daß das Fahrzeug aus der Gleismittelstellung dem Bogen zuläuft, also mit $\frac{\sigma_0}{2} = 5{,}5$ mm, mithin bei $R_{min} = 180$ m mit $\alpha_0 = 27'$. Aus-

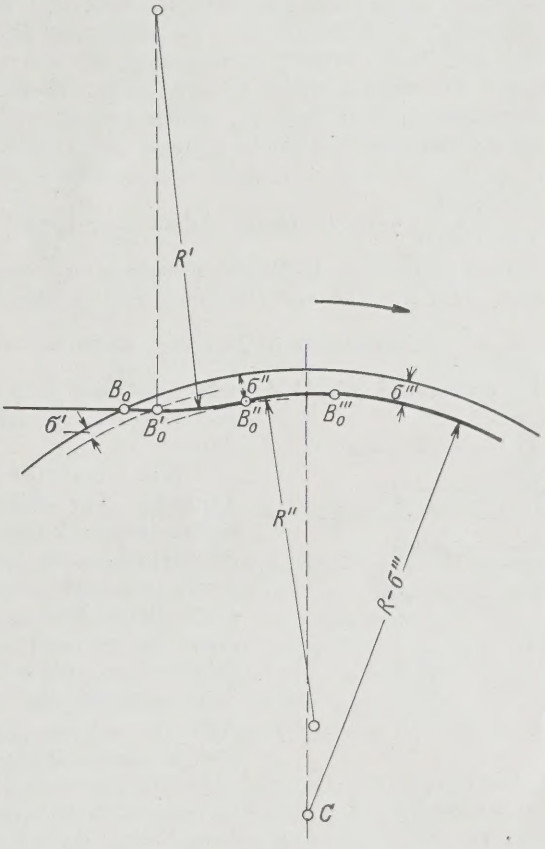



Abb. 6b.

geschlossen ist auch nicht $\sigma_0 = 0$, $\alpha = 0$. Bei Weichen mit Anfallwinkel ist $\alpha_0$ entsprechend größer. Man sollte daher diesen möglichst vermeiden. Auch der günstige Einfluß des Übergangsbogens ergibt sich hieraus ohne weiteres.

## III. Art der Verbindung zwischen anlaufendem Radsatz und Fahrzeug.

### *1. Verschubachsen.*

Die dritte Voraussetzung ist nicht erfüllt, d. h. der vorderste Radsatz des Fahrzeugs ist nicht seitlich starr mit dessen Hauptmasse verbunden bei seitenverschieblicher oder schwenkbarer Anordnung des oder der vordersten Radsätze gegenüber dem Hauptgestell. Ist der vorderste Radsatz seitenverschieblich ohne Rückstellvorrichtung (Gölsdorf-Achse), so wird er, sobald er mit der Außenschiene in Anlaufberührung getreten ist, von dieser, abgesehen von seiner sehr kleinen Sondermassenkraft, mit der Richtkraft 2 f Q, dem Führungsdruck 1 f Q, gegenüber dem noch geradeausrollenden Hauptgestell gleitend zur Seite geschoben, ohne auf dieses, von Reibung abgesehen, eine Kraft oder Bewegung zu übertragen, oder von diesem eine Rückwirkung zu erfahren. Er liefert also zum Moment $\mathfrak{M}$ aller Gleit- und anderen Widerstände des Hauptgestells um

dessen Reibungsmittelpunkt M noch gar keinen Beitrag. Das dauert so lange, bis entweder sein Seitenspiel gegenüber dem Hauptgestell erschöpft ist oder vorher der zweite — unverschiebliche — Radsatz zum Anlaufen kommt. Von diesem Augenblick an wird das Hauptgestell um seinen Reibungsmittelpunkt M durch den ersten oder den zweiten Radsatz gleitend geschwenkt; $A_0$ liegt also dann am ersten oder zweiten Radsatz. Hier erfährt das Fahrzeug plötzlich die Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$. Die auf den Anlaufpunkt reduzierte beschleunigte Masse des Fahrzeugs $M_r$ ist groß, es tritt eine starke Anlauferscheinung auf, das Fahrzeug erfährt einen kräftigen Ruck; der führende Radsatz legt sich mit recht großem Führungsdruck an. Bei Führung durch den ersten Radsatz liefert dieser nunmehr zu $\mathfrak{M}$ den gleichen Beitrag wie ein seitlich nicht verschieblicher Radsatz und fällt der Anlaufwinkel $\alpha_0$ bzw. $z_m$ größer aus als bei seitlich festem ersten Radsatz. Bei Führung durch den zweiten festen Radsatz liefert der erste nunmehr den erheblich kleineren Beitrag $\frac{2s^2 \cdot fQ}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$ zu $\mathfrak{M}$ (s. meine Arbeit von 1928), aber P bzw. Y haben jetzt einen kleineren Hebelarm, $\alpha_0$ erhöht sich zwar nicht, wohl aber u, der Überhang des Fahrzeugs über den mit $b = \frac{v^2}{R}$ beschleunigten Querschnitt, mithin auch $M_r$, so daß bei größerer Achszahl Y leicht gefährlich groß werden, die Lokomotive entgleisen kann.

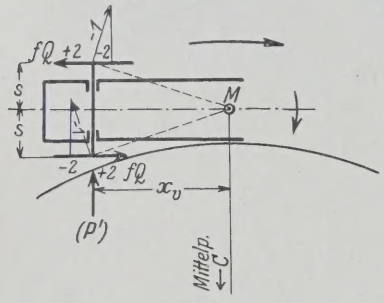


Abb. 7.

Eine mittlere oder hintere Verschubachse liefert beim Einschwenken des Hauptgestells, bevor sie außen oder innen angelaufen ist, zu $\mathfrak{M}$ den Beitrag 2 s f Q; denn, da sie noch nicht angelaufen ist, wird noch keine Schienenrichtkraft P′ (s. Abb. 7) auf sie ausgeübt, gleiten ihre Räder noch nicht in Richtung −1, sondern widersetzt sie dem Rahmen des Hauptgestells in den Achslagern den vollen Gleitreibungswiderstand in Richtung +2, gleiten ihre Räder also in Richtung −2. Im Augenblick des Anlaufbeginns sinkt ihr Beitrag von 2 s f Q auf $\frac{2s^2 fQ}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}$. Für jede noch nicht anlaufende Verschubachse ist also die $\mathfrak{M}$-Linie des Hauptgestells um

$$2sfQ \cdot \left(1 - \frac{s}{\sqrt{s^2 + x_v^2}}\right) \quad \ldots\ldots 2)$$

höher zu legen als für ein Fahrzeug mit anlaufender.

### 2. *Vordere Schwenkachse.*

Ähnlich wie eine vordere Verschubachse verhält sich eine vordere Schwenkachse ohne Mittelstellvorrichtung. Diese erfährt im Augenblick ihres Anlegens an die Außenschiene nur einen kleinen statischen und gar keinen dynamischen Rückdruck—$P_d$ am materiellen oder ideellen Drehzapfen vom Hauptgestell, abgesehen von Reibung zwischen beiden Teilen, legt sich deshalb sanft mit sehr schwacher Anlauferscheinung an. Im weiteren Verlauf des Einfahrens ist die meist kleine Zapfenrichtkraft $+P_d$ im allgemeinen — abgesehen von sehr kleiner Deichsellänge — nicht in der Lage, das Hauptgestell gleitend in den Bogen einzuschwenken; dieses läuft vielmehr so lange geradeaus, bis seine erste seitlich feste Achse sich außen anlegt und hier an diesem Punkte mit großem u und mithin sehr großem $M_r$ plötzlich die Zentripetalbeschleunigung $b = \frac{v^2}{R}$, also einen starken Ruck, eine starken Zuwachs ihres Anlaufführungsdruckes $Y_{2_0}$ durch d starke Anlauferscheinung erfährt, ihres $Y_{2_0}$, das schon ohnehi sehr groß werden kann, da das kleine $P_d$ nur wenig zur Führun des Hauptgestells beiträgt. Eine solche Lokomotive legt sic daher zwar mit der ersten führenden Achse sehr sanft an d Außenschiene an, aber mit der zweiten recht hart.

### *Mittel- und Rückstellvorrichtungen.*

Durch eine richtig bemessene Mittelstellvorrichtun mit der Mittelstellkraft $P_r$ kann das Einfahren sanfter gestalte werden. Diese Vorrichtung müßte bei vollkommener Wirkun so sein, daß erstens die Schwenkachse bei ihrem Anlegen a die Außenschiene, wenn sie beginnt auszuschwenken, nur eine leichten Rückdruck $-P_r$ neben der kleinen $P_d$-Rückwirkun vom Hauptgestell erfährt, also sich nur mit kleinem $Y_{1_0}$ anlegt, und daß zweitens bei weiterem Ausschwenken de Schwenkachse $P_r$ allmählich so stark ansteigt, daß es entwede mit $P_d$ zusammen das Hauptgestell gegen seine statische und dynamischen Widerstände völlig einschwenkt, so da dieses gar nicht zum Außenanlauf kommt, während das Y der dann allein führenden Achse 1 allmählich anwächst, ode daß $P_r$ mit $P_d$ zusammen wenigstens auf das Hauptgeste eine so starke führende Einwirkung ausübt, daß dieses nu mit einem gegenüber $Y_{1_{00}}$ kleinen Führungsdruck $Y_{2_0}$ seine ersten seitlich festen Achse, zweckmäßig Achse 2, sich auße anlegt, schon etwas von der Geraden nach innen abgelenkt, als mit etwas kleinerem $\alpha_0$, etwas kleinerer Anlauferscheinung, etwa kleinerem Ruck trotz großem $M_r$. So sollte die Vorrichtun in allen vorkommenden Krümmungen wirken. Nach Anlege der Achse 2 kann deren Y ruhig etwas ansteigen. Ist die de ersten seitlich festen Achse des Hauptgestells folgende eben falls seitlich fest und regelspurig, so sollte drittens $P_r$ nich so groß werden, daß das Fahrzeug in engen Bögen entwede bei kleinem v so wenig durchknickt oder bei größtem x ein solche Einlaufbahn beschreibt, daß diese Achse sich inne anlegt; denn das könnte bei der Lage dieser Achse ziemlich weit vorne auch bei kleinem v mit sehr starker Anlauf erscheinung, gefährlich hohem Führungsdruck geschehen un $Y_1$ sehr stark erhöhen. Macht man diese Achse seitenver schieblich oder schwächt man ihre Spurkränze, so fällt dies Rücksicht fort.

Als Mittel- oder auch Rückstellvorrichtunge kommen bisher vor allem folgende in Frage:

1. Feder mit Vorspannkraft $S_0$. Dafür ist ohn Berücksichtigung der Reibung:

$$\underline{P_r = S_0 + e.p,}$$

wenn e den Ausschlag und p die Federkonstante bedeutet $P_r$ wächst linear mit e von $S_0$ in der Mittelstellung aus

2. Wiege mit parallelen Hängelaschen. Nach de schematischen Abb. 8 ist:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{e}{\sqrt{l^2 - e^2}} = \frac{\frac{P_r}{2}}{Q},$$

also

$$\underline{P_r = 2Q \frac{e}{\sqrt{l^2 - e^2}};}$$

$P_r$ ist also = 0 in der Mittelstellung bei e=0 und steigt mit wachsendem Ausschlag etwas stärker als proportional e an

3. Keilflächen. Bekanntlich ist hier:

$$\underline{P_r = 2Q \frac{\operatorname{tg}(\alpha \mp \varrho)}{1 \pm \operatorname{tg}\alpha \cdot f'}}$$

wenn $\alpha$ die Neigung der Keilfläche gegen die Waagerechte,

$f = \operatorname{tg}\varrho$ die Ziffer der Gleitreibung bedeuten; die unteren Vorzeichen gelten bei Ausschub aus der Mitte, die oberen bei Rückkehr in die Mitte; bei Stillstand kann $P_r$ zwischen den beiden Bewegungswerten und noch etwas darüber hinaus liegen, weil f dann größer ist als bei Bewegung. Bei einfahrender, ausschlagender Schwenkachse wächst also zunächst $P_r$ plötzlich von etwa 0 auf $\frac{2\,Q\operatorname{tg}(\alpha+\varrho)}{1-\operatorname{tg}\alpha\,.\,f}$ mit dem hohen Wert der Ruhe von f, sinkt dann plötzlich auf einen etwas kleineren Wert und behält diesen unabhängig von der Größe des Ausschlags bei. f ist stets sehr unbestimmt, mithin auch $P_r$.

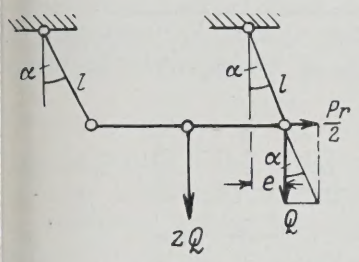


Abb. 8.

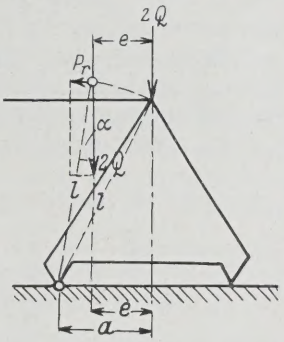


Abb. 9.

4. Dreieckstelze. Nach der schematischen Darstellung der Abb. 9, die auch die Hälfte der ganzen Anordnung geben kann, ist:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a-e}{\sqrt{l^2-(a-e)^2}} = \frac{P_r}{2Q},$$

also

$$P_r = 2Q\,\frac{a-e}{\sqrt{l^2-(a-e)^2}};$$

für $e=0$ ist also $P_{r_0} = 2Q\,\frac{a}{\sqrt{l^2-a^2}} = S_0$,

für $e=a$: $P_r = 0$;

für $e>a$ wird $P_r$ negativ!

$P_r$ nimmt also mit wachsendem Ausschlag ab statt zu!

5. Dreieckgehänge. Nach der schematischen Darstellung der Abb. 10, die auch die Hälfte der ganzen Anordnung geben kann, ist

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a+e}{\sqrt{l^2-(a+e)^2}} = \frac{P_r}{2Q},$$

also

$$P_r = 2Q\,\frac{a+e}{\sqrt{l^2-(a+e)^2}};$$

für $e=0$ ist also $P_{r_0} = 2Q\,\frac{a}{\sqrt{l^2-a^2}} = S_0$, wie bei der Dreieckstelze; mit wachsendem e wächst hier aber $P_r$, und zwar etwas stärker als linear mit e. Für $a=0$ geht dies Gehänge über in die Wiege.

$P_r$ greift in der Regel in der Nähe der Schwenkachse an, in Punkt D.

Am wenigsten erfüllt danach die Dreieckstelze, am meisten die Feder mit Vorspannkraft $S_0$ jene drei Forderungen. Forderung 1 kann hier durch kleines $S_0$ erfüllt werden. Beim Einfahren wächst der in Punkt D durch die Mittelstellvorrichtung auf das Hauptgestell ausgeübte führende Einfluß $P_r$ mit dem Ausschlag e der anlaufenden Deichselachse gegenüber dem noch geradeaus rollenden Hauptgestell. Ohne Rücksicht auf Forderung 3 kann man die Federkonstante p so bemessen, daß, wenigstens im engsten Bogen, bei großem v die Kraft $P_r$ noch vor Anlegen der ersten seitlich festen Achse, meist Achse 2, des Hauptgestells und vor etwaiger Erschöpfung des Seitenspiels von D so groß wird, daß sie zusammen mit $P_d$ nicht nur den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells überwindet, sondern diesem auch noch eine kleine allmählich wachsende Zentripetalbeschleunigung im Punkte D erteilt. Auf diese Weise wird das Hauptgestell leicht in den Bogen eingeschwenkt, wenn auch, wenigstens bei größerem v, nicht so viel, daß es überhaupt nicht zum Außenanlauf kommt. Damit scheint Forderung 2, wenigstens für enge Bögen, ohne Rücksicht auf Forderung 3, teilweise erfüllt zu sein. Da hier beim Einschwenken eine Masse, die des Hauptgestells, durch eine Kraft $P_r$ beschleunigt bewegt wird, deren Größe von der Bewegung der Masse stetig abhängt, wird das Hauptgestell in eine Schwingungsbewegung versetzt, die $P_r$, $P_1$, $P_2$,

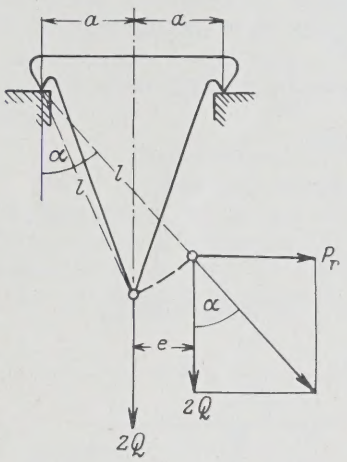


Abb. 10.

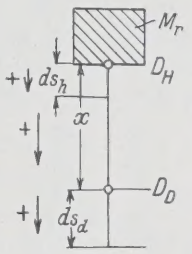


Abb. 11.

$Y_1$, $Y_2$ sehr hoch ansteigen lassen kann, und etwas genauer untersucht werden muß.

Es sei der statische Bewegungswiderstand des Fahrzeugs während des Schwingens als konstant angesehen, und es sei von der Reibung der schwingenden Teile aufeinander, die übrigens leicht eingeführt werden kann, abgesehen, ebenso von der kleinen Richtungsänderung von b während des Schwingens. Weiter bezeichnen:

$M_r$ die auf den Angriffspunkt D von $P_r$ reduzierte Masse des Hauptgestells,

x den zur Beschleunigung des Hauptgestells in jedem Augenblick verfügbaren Federausschlag, der gleich der Differenz des Gesamtausschlags e und des zur Überwindung des statischen Schwenkwiderstandes, soweit er auf $P_r$ entfällt, erforderlichen Ausschlags e′ ist, also den Relativweg der Schwenkachse in Punkt D gegenüber dem Hauptgestell,

$s_h$ den Weg des von $P_r$ angegriffenen Punktes $D_H$ des Hauptgestells in Richtung des Einschwenkens, vom Beginn des Ausschwingens, t=0, an gerechnet,

$s_d$ den Weg des angreifenden Punktes $D_D$ der führenden Schwenkachse in gleicher Richtung, vom gleichen Zeitpunkt an.

Die Vorzeichen seien nach Abb. 11 gewählt; dann ist nach dieser:

$$\frac{d^2 s_h}{dt^2}\,.\,M_r = p\,.\,x. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad a^*)$$

also

$$\frac{d^2 s_h}{dt^2} = \frac{p\,.\,x}{M_r}, \text{ weiter nach Abb. 11}$$

$$dx = ds_d - ds_h, \text{ also } \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d^2 s_d}{dt^2} - \frac{d^2 s_h}{dt^2}. \quad . \quad b);$$

$\frac{d^2 s_d}{dt^2}$ ist bekannt = b; aus a) und b)

*) Die Reibung zwischen den schwingenden Teilen könnte durch $\pm W$ berücksichtigt werden.

erhält man: $\frac{d^2x}{dt^2} = b - \frac{p}{M_r} x$ . . . . . c).

Zur Auflösung dieser Differentialgleichung seien zunächst die Variablen getrennt:

$$\text{Mit } \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d\frac{dx}{dt}}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} \text{ und } \frac{dx}{dt} = v_x, \text{ also}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv_x}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dv_x}{dx} \cdot v_x$$

schreibt sich Gl. c):

$$\frac{dv_x}{dx} \cdot v_x = b - \frac{p}{M_r} \cdot x \text{ oder}$$

$$dv_x \cdot v_x = b \cdot dx - \frac{p}{M_r} \cdot x \cdot dx.$$

Die Lösung dieser Gleichung lautet:

$$\frac{v_x^2}{2} = b \cdot x - \frac{p}{M_r} \cdot \frac{x^2}{2} + c_1 \text{ oder}$$

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \sqrt{-\frac{p}{M_r} \cdot x^2 + 2bx + 2c_1},$$

$$dt = \frac{dx}{\sqrt{-\frac{p}{M_r} x^2 + 2bx + 2c_1}}, \text{ deren Lösung}$$

$$t = \frac{-1}{\sqrt{\frac{p}{M_r}}} \arcsin \frac{b - \frac{p}{M_r} \cdot x}{\sqrt{b^2 + 2c_1 \cdot \frac{p}{M_r}}} + c_2, \text{ daraus}$$

$$x = \frac{M_r}{p}\left[b - \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \sin\left\{(c_2 - t)\sqrt{\frac{p}{M_r}}\right\}\right] \quad . . \ 3)$$

Ermittlung der Konstanten $c_1$ und $c_2$:

Für $t = 0$ ist $x = 0$ und $\frac{dx}{dt} = v \cdot \alpha$, also

$$v_x = \frac{dx}{dt} = v \cdot \alpha = +\frac{M_r}{p}\sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}}\sqrt{\frac{p}{M_r}} \cos\left\{(c_2 - 0)\sqrt{\frac{p}{M_r}}\right\} =$$

$$= \sqrt{b^2 \frac{M_r}{p} + 2c_1} \cos\left(c_2\sqrt{\frac{p}{M_r}}\right) \quad . . . \ d)$$

Für $t = 0$ ist $\frac{d^2x}{dt^2} = b$, also

$$\frac{d^2x}{dt} = b = +\sqrt{b^2\frac{M_r}{p} + 2c_1} \cdot \sqrt{\frac{p}{M_r}} \sin\left\{(c_2 - 0)\sqrt{\frac{p}{M_r}}\right\} . . e);$$

Gl. d) durch Gl. e) dividiert ergibt:

$$\frac{v \cdot \alpha}{b} = \sqrt{\frac{M_r}{p}} \cdot \operatorname{cotg}\left(c_2\sqrt{\frac{p}{M_r}}\right), \text{ daraus}$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{M_r}{p}} \operatorname{arc\ tg}\left(\frac{b}{v \cdot \alpha}\sqrt{\frac{M_r}{p}}\right) . \quad . \quad . \quad 3a)$$

Setzt man diesen Ausdruck in Gl. e) ein, erhält man nach einigen Umformungen:

$$c_1 = \frac{b^2}{2} \cdot \frac{M_r}{p}\left\{\frac{1}{\sin^2\left\{\operatorname{arc\ tg}\left(\frac{b}{v \cdot \alpha}\sqrt{\frac{M_r}{p}}\right)\right\}} - 1\right\} . . \ 3b).$$

Punkt $D_H$ führt also gegenüber $D_D$ quer zur Gleislängsachse eine Sinusschwingung aus mit einer Schwingungsdauer

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{M_r}{p}}.$$

$x_{min}$ ergibt sich aus $\frac{dx}{dt} = 0$ zu

$$x_{min} = \frac{M_r}{p}\left(b - \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \cdot \sin\frac{\pi}{2}\right) \text{ bei } t' = c_2 + \frac{3\pi}{2}\sqrt{\frac{M_r}{p}},$$

$$x_{max} = \frac{M_r}{p}\left(b + \sqrt{b^2 + 2c_1 \frac{p}{M_r}} \cdot \sin\frac{\pi}{2}\right) \text{ bei } t'' = c_2 + \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{M_r}{p}}.$$

Die reduzierte Masse ist $M_r = \frac{J}{y^2}$, wenn J das Trägheitsmoment der schwingenden Masse $\Sigma\frac{Q}{g}$ bedeutet. Unter der Voraussetzung, daß diese gleichmäßig über die ganze Länge des schwingenden Fahrzeugs 2 l von der Breite 0 verteilt sei, erhält man nach Abb. 12:

$$J = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot \frac{1}{2l}\left\{\frac{(y+u)^3}{3} + \frac{[2l - (u+y)]^3}{3}\right\},$$

$$M_r = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot \frac{1}{y^2} \cdot \frac{1}{6l}\left\{(y+u)^3 + [2l - (u+y)]^3\right\} \quad . . \ 4$$

Die Schwingung verläuft demnach über der Zeit nach Abb. 13. $x_{max}$ und damit $P_{r_{max}}$, $Y_{1_{max}}$ wachsen mit $M_r$ und und nehmen mit p ab.

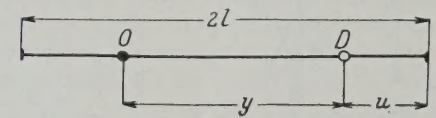



Abb. 12.

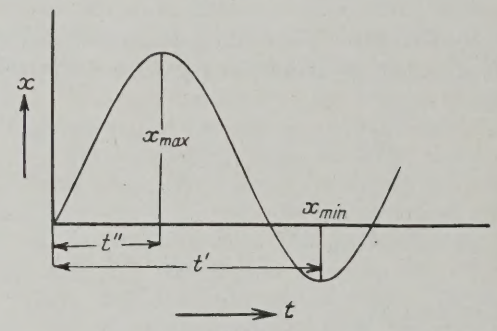



Abb. 13.

Würde $x_{max}$ bei großem b tatsächlich erreicht, so könnte $P_r$ und damit $Y_1$, dieses allerdings erst nach dem Anlegen der Achse 1, d. h. nach dem kritischen Augenblick, gefährlich hoch, wenn auch allmählich, ansteigen; noch gefährlicher würde ein Anlegen der ersten festen Achse des Hauptgestells an die Außenschiene sein bei negativem x, also Verkleinerung von $P_r$ durch das Schwingen, weil dann diese Achse in diesem kritischen Augenblick des Anlegens durch $P_r$ nicht oder nur wenig entlastet würde! Aber in Wirklichkeit wird $x_{max}$ geschweige denn $x_{min}$, bei größerem b, also bei größeren Schwingungsweiten, niemals erreicht, weil die Schwingung dann stets vorher abgebrochen wird entweder durch Anlegen der ersten festen Achse des Hauptgestells an die Außenschiene oder durch Erschöpfung des Seitenspiels von D.

Dieser Abbruch geschieht zwar in jenem Falle mit der oben erörterten Anlauferscheinung, in diesem mit Stoß, weil die Massen von Hauptgestell und Schwenkachse im Augenblick des Zusammentreffens verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung des Zusammentreffens haben; aber der Abbruch ist schon baulich unvermeidlich und auch zur Vermeidung des Auftretens von $x_{max}$ und $x_{min}$ mit ihrer angegebenen ungünstigen Folge notwendig. Bei der vorliegenden Achsanordnung ist der Abbruch durch Anlegen von Achse 2 dem durch Erschöpfung des Spiels von D vorzuziehen, weil eine Mitwirkung von Achse 2 an der Führung des Fahrzeugs geboten ist. Die „Anlauferscheinung" kann hier wegen des großen Überhanges, also großen $M_r$, bei großem b sehr heftig werden. Bei kleinem b können bei großem p die Schwingungen ohne Anlegen des Hauptgestells voll zustande kommen. Meistens

wird bei großem b das Hauptgestell während des Schwingens bis zum Anlegen überhaupt nicht merklich aus seiner geraden Zulaufrichtung abgelenkt.

Mit den hierdurch gegebenen Einschränkungen sind also, ohne Rücksicht auf Forderung 3, bei einer Federmittelstellvorrichtung Forderung 1 und 2 gleichzeitig teilweise erfüllbar, aber nur für ein bestimmtes R, im allgemeinen nur für enge Bögen! Denn, wenn man p so bemessen hat, daß bei $R_{min}$ und einem gewissen v $Y_{100}$ und $Y_{20}$, d. h. die Führungsdrücke, mit denen sich Achse 1 und 2 anlegen, gut gegeneinander abgestimmt sind, so wird dies Verhältnis mit wachsendem R immer schlechter, weil damit e, also $P_r$ abnimmt, mithin $Y_{20}$ zunimmt. Man muß also bei der Bemessung von $S_0$ und p auch darauf achten, daß in flachen Bögen bei entsprechend großem v und b der Führungsdruck $Y_{20}$ nicht zu groß wird. Günstig ist hierbei, daß auch der Anlaufwinkel der Achse 2 mit zunehmendem R abnimmt. — er ist bei Geradeaus-Anlauf $= \sqrt{\frac{2f}{R}}$, wenn f den Abstand der Fahrzeuglängsachse von der Außenschiene in der Zulaufgeraden bedeutet —, also ihre „Anlauferscheinung" mit zunehmendem $Y_{20}$ abnimmt. Ist auf Forderung 3 Rücksicht zu nehmen, so ist auch die teilweise Erfüllung der Forderung 2 selbst in engen Bögen bei großem v schon schwierig. Ganz vermeiden läßt sich also auch hier eine starke Anlauferscheinung und ein Ruck beim Anlaufbeginn des Hauptgestells bei großem b nicht; er kann günstigstenfalls derart ein wenig gemildert werden, daß in engen Bögen das Hauptgestell schon ein wenig einzuschwenken begonnen hat, bevor es an der Anlaufstelle plötzlich stark abgelenkt wird und die Zentripetalbeschleunigung b erfährt. Das bedeutet eine kleine Verringerung des Anlaufwinkels; das große $M_r$ bleibt aber unverändert! Bei einem vollkommen bogenläufigen Fahrzeug dürften nur solche Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, oder solche, die sehr kleines $M_r$ haben, zum Anlauf kommen*). Ähnlich verhalten sich hinsichtlich Forderung 2 die übrigen Mittelstellvorrichtungen, deren $P_r$ mit dem Ausschlag e wächst.

Die Keilflächenmittelstellvorrichtung ist zwar nicht von R abhängig, hat also diesen Mangel der Federstellvorrichtung nicht, erfüllt aber jene drei Forderungen (Seite 465) doch weniger. Mit Rücksicht auf Forderung 1 darf $P_r$ nur niedrig, mit Rücksicht auf 3 nur so groß genommen werden, daß es den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells doch nicht überwindet, allerdings ist hier ein Innenanlauf nicht ganz so ungünstig wie bei der Federstellvorrichtung, weil $P_r$ nicht über seinen konstanten Wert wachsen kann; es ist auch baulich schwierig, großes $P_r$ zu erhalten. Forderung 2 ist nicht einmal in dem Maße zu erfüllen wie bei der Federstellvorrichtung. Ein Geradeausanlauf des Hauptgestells mit großem $Y_{20}$ und starkem Ruck ist auch in engen Bögen unvermeidlich; $Y_{20}$ wächst natürlich mit b. Wirklich konstant ist ja $P_r$ bei dieser Anordnung wegen der Veränderlichkeit von f auch nicht, aber in ungünstiger Weise veränderlich. Die Schwenkachse erfährt im Augenblick ihres Anlegens und Schwenkbeginns einen besonders großen Rückdruck $-P_r$, der kurz darauf etwas abnimmt; und beim Auslauf aus dem Bogen wird $P_r$ kleiner als beim Einfahren. Die oben vorgeschlagene Mittel- oder Rückstellvorrichtung mit Preßluftkolben hat zwar auch bei einfachster Ausbildung ein $P_r$, das nicht mit dem Ausschlag wächst, aber eins, das einigermaßen konstant ist, also ohne die Mängel des veränderlichen f; weiter gewährt sie ohne bauliche Schwierigkeiten ein hinreichend großes $P_r$ und kann nach Bedarf leicht ein- und ausgeschaltet oder auch in ihrer Wirkung abgeschwächt werden, was bei hinten liegender Schwenkachse sehr günstig ist.

Achse 2, also die erste des Hauptgestells, macht man bei dieser Anordnung mit vorderer Schwenkachse zweckmäßig seitlich fest und regelspurig, um sie zur Führung des Fahrzeugs heranzuziehen. Das Fahrzeug allein durch die Laufachse außen zu führen, ist weder erwünscht noch bei vielachsigen Lokomotiven immer möglich. Würde man Achse 2 seitenverschieblich machen oder ihre Spurkränze merklich schwächen, so würde die folgende regelspurige und seitlich feste die Führungsfunktion jener übernehmen, aber unter sehr viel ungünstigeren Verhältnissen, weil sie viel größeren Überhang hat und dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells näher liegt.

*3. Voranlaufendes Krauß-Helmholtz-Gestell.*

Wird ein Fahrzeug durch ein voranlaufendes Krauß-Helmholtz-Gestell mit seitlich im Hauptgestell fest gelagertem Drehzapfen D geführt, so nimmt dessen Laufachse beim Anlegen an die Außenschiene das Hauptgestell zwar in Punkt D zwangläufig mit — im Gegensatz zu den

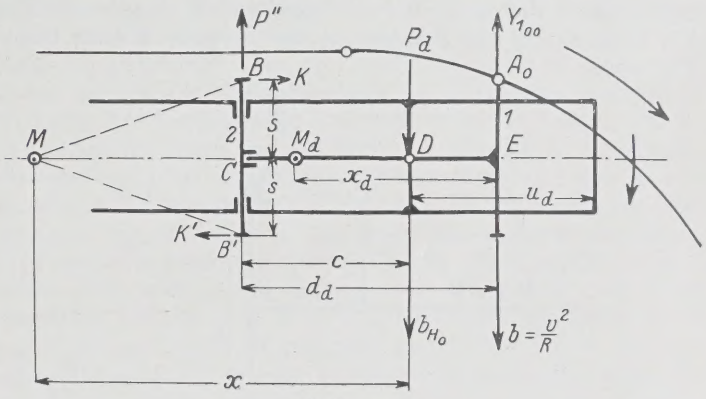



Abb. 14.

beiden bisher besprochenen Anordnungen —, ist aber dennoch mit dem Hauptgestell nur kraftschlüssig, nicht zwangschlüssig, verbunden, weil Achse 2 nach der Seite ausweichen kann, sozusagen als Rutschkupplung wirkt. Nach Maßgabe dieses Ausweichens nimmt Achse 1 in D das Hauptgestell zwangläufig mit, erteilt ihm hier eine von b abhängige reduzierte Zentripetalbeschleunigung $b_H$ und erfährt von ihm eine seiner reduzierten Masse $M_r$ und $b_H$ entsprechende Massenrückwirkung. $b_H$ sei zunächst ermittelt. Sobald das Außenrad der Laufachse bei $A_0$ (s. Abb. 14) in Anlaufberührung mit der Außenschiene tritt, beginnt sich die Deichsel im allgemeinen um ihren hinteren, mit der noch geradeaus laufenden Gestellkuppelachse gelenkig verbundenen, Punkt C gleitend zu drehen, der in diesem Augenblick sowohl Pol der Winkelbeschleunigung als auch Reibungsmittelpunkt der Deichsel ist. Sie beschleunigt somit das Hauptgestell in Punkt D mit $b_{H_0} = b \cdot \frac{c}{d_d}$, erfährt in D vom so beschleunigten Hauptgestell einen Rückdruck $-P_d$ und übt an ihrem Hinterende in C eine nach außen gerichtete Kraft P'' auf die Achse 2 aus. Das gilt unter der Voraussetzung, daß der Rückdruck $-P_d$ nicht so groß ist, daß das von ihm abhängige P'' den Reibungswiderstand von Achse 2, nämlich 2 f Q, überwindet. Ist dies der Fall, so weicht im fraglichen Augenblick Achse 2 nach außen aus, und die Deichsel bewegt sich gleitend nicht um C, sondern um D, d. h. der Kraftschluß tritt in Funktion; $b_{H_0}$, $P_d$ und $Y_{100}$, der Führungsdruck, mit dem Achse 1 sich anlegt, sinken. Dieser kann also ein gewisses Maß nicht überschreiten.

*) Beachtenswert erscheint eine Bauart der Rollenlagerfabrik ger, Elberfeld, die eine Ringfeder zwischen Achsschaft und hslager legt zur Aufnahme achsialer Kräfte. Hinsichtlich $M_r$ sehr günstig das Drehgestellfahrzeug (Garrat-Lokomotive).

dann stets vor Erreichen von $x_{max}$ abgebrochen, entweder durch Anlegen der ersten seitlich festen Achse (meist Achse 3) des Hauptgestells an die Außenschiene oder durch Erschöpfung des seitlichen Zapfenspiels. In Abb. 18 ist das Fahrzeug schematisch dargestellt im Augenblick des Schwingbeginns (Index 0) und im Augenblick des Abbruchs durch Anlegen von Achse 3 (Index a); e″ bedeutet den Ausschlag von Punkt D bei Schwingbeginn, x die Schwingungsweite bei Abbruch durch Anlegen von 3. Unmittelbar vor dem Anlegen hat Achse 3 nur die sehr kleine Zentripetalgeschwindigkeit $v_{x_3}' = \sim 0$, unmittelbar danach die sehr viel größere $v_{x_3} = v \cdot \alpha = v\frac{Z}{R}$; das Hauptgestell erfährt also hier die große „Anlaufstoßgeschwindigkeit" $v_{x_3} - v_{x_3}' \sim v \cdot \alpha$ mit einer sehr großen reduzierten Masse $M_r$, weil Achse 3 einen sehr großen Überhang hat. Diese legt sich daher mit sehr

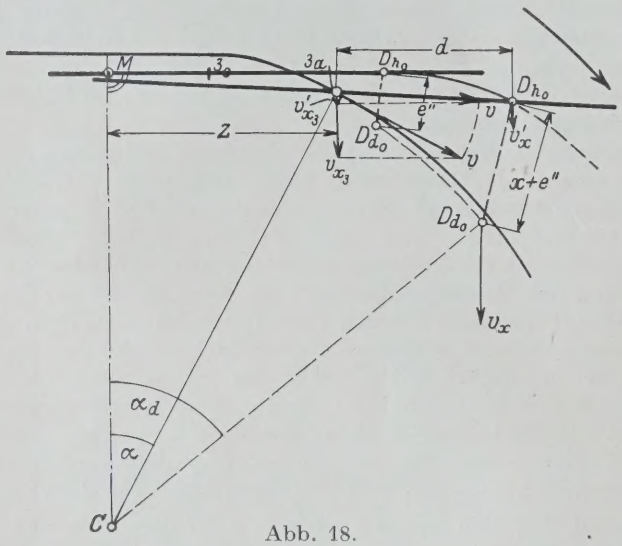



Abb. 18.

starker Anlauferscheinung an, das Fahrzeug erfährt einen kräftigen Ruck. So kann $Y_{3_0}$ durch diese stets sehr starke Anlauferscheinung sehr hoch werden, auch wenn es ohne deren Berücksichtigung klein ausfällt bei großer Schwingungsweite, also großem, $Y_{3_0}$ herabziehendem, $P_d$.

Der Abbruch der Schwingung durch Erschöpfung des Seitenspiels von D geschieht mit Stoß, der an anderer Stelle, am Zapfenlager, auftritt und sich von hier auf die beiden Anlaufpunkte der Achsen 1 und 2 überträgt. Beim Zusammentreffen hat der eine Stoßkörper, das Drehgestell, die Zentripetalgeschwindigkeit von $D_d$, nämlich $v_x = v \cdot \alpha_d$, die wegen des größeren $\alpha$ größer ist als $v_{x_3}$, der andere, das Hauptgestell, die von $D_h$ nämlich $v_x' = \sim 0$, nur wenig größer als $v_{x_3}'$; (s. Abb. 18); die Differenz der Stoßgeschwindigkeiten ist also größer als die Anlaufstoßgeschwindigkeit beim Anleg von 3, aber $M_r$ ist hier kleiner, weil D kleineren Überhang h als 3. Dieser Stoßdruck ist nun mit dem Zapfenspiel ve änderlich, weil $\alpha_d$ sich damit ändert, und zwar ist er um größer, je größer dies Spiel ist, je näher es dem Wert e″+ (s. Abb. 18) liegt. Man kann daher durch Beschränkung d Zapfenseitenspiels und weiter durch Einbau einer Dämpfun etwa eines Flüssigkeitspuffers, den Stoßdruck beschränke was bei Abbruch des Schwingens durch Anlegen von Achse nicht möglich ist. Die endgültige Aufnahme des Stoßes dur das Gleis an den beiden Anlaufpunkten der Achsen 1 und ist im allgemeinen günstiger als das Anschlagen von Achse einmal weil er bis dahin stark abgeschwächt werden kan dann weil er sich auf zwei Punkte verteilt. Im allgemeine dürfte es sich daher hier empfehlen, das Schwingen dur Begrenzung des Zapfenspiels abzubrechen. Dies Spiel mu aber mindestens so groß sein, daß auch im engsten Boge Achse 1 und 2 sich außen anlegen, bevor es erschöpft is also ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells auf sie, ur daß weiter Achse 3 bei v=0 nicht zum Innenanlauf komm dann wird nur in flachen Bögen das Schwingen durch A legen von Achse 3 abgebrochen.

Bei dieser kraftschlüssigen Verbindung des Drehgestel mit dem Hauptgestell kann demnach zwar der schwäche Ruck beim Anlegen von Achse 1 und der stärkere beim A legen von Achse 2 und demgemäß $Y_{1_{00}}$ und $Y_{2_0}$ ermäßig werden; aber bei größeren Geschwindigkeiten tritt stets e Ruck auf, entweder beim Anlegen der ersten im Hauptgeste seitlich fest gelagerten Achse, meistens Achse 3, oder b Erschöpfung des seitlichen Zapfenspiels, unter Umständ sogar bei beiden, und ein unter Umständen recht großes $Y_3$ Die Forderung, daß nur kraftschlüssig seitlich mit dem Haup gestell verbundene Radsätze zur Führung herangezogen werde sollen, läßt sich bei dieser Anordnung nicht erfüllen.

Bemessen wird die Federrückstellvorrichtun sinngemäß nach den gleichen Grundsätzen wie die Mitte stellvorrichtung der Lokomotive mit vorderer Schwenkachs $S_0$ kann etwas größer als dort genommen werden, weil es hie nur zum Teil auf Achse 1 entfällt. Forderung 3 bezieht sic hier auf die erste regelspurige und seitlich feste Achse de Hauptgestells; sie ist im allgemeinen etwas schwieriger z erfüllen. Es empfiehlt sich, Achse 3 regelspurig und seitlic fest zu machen, zur Führung des Fahrzeugs von außen herar zuziehen; denn eine weiter hinten liegende Achse würde m härterem Ruck und größerem Y außen anzulaufen beginne weil sie größeren Überhang hat. Bei Fahrzeugen mit meh als vier Achsen neigt auch die Achse 4 zum Innenanlau wovor sie durch Schwächerdrehen der Spurkränze zu bewahre ist. Die letzte Achse kann innen anlaufen, ihre Anlau erscheinung kann in Kauf genommen werden.

(Fortsetzung folgt).

## Behebung von Betriebsschwierigkeiten durch Einsatz von Lokomotiven der bayerischen Bauart Gt 2×4/4.

Von Oberregierungsbaurat a. D. **Engelhardt** in Wuppertal-Elberfeld.

Die Anerkennung, die Professor Nordmann im Heft 13 des Jahrgangs 1927 dieser Zeitschrift der verstärkten bayerischen Gt 88.16 Lokomotive der Baureihe 96⁰ — bayerische 2×4/4 gekuppelte Güterzug-Tenderlokomotive Bauart Mallet — gezollt hat, soll durch die nachstehenden Zeilen eine gewisse Ergänzung erhalten, wenn auch in dem vorliegenden Fall nicht von einer Verstärkung dieser Lokomotivgattung, sondern nur von einer Abänderung gewisser Bauteile gesprochen werden kann. Die Verstärkung, wie sie als Grundlage für die Nordmannschen Betrachtungen gedient hat, entspricht einem Umbau des ursprünglichen Lokomotivtyps, indem der Achsdruc von 15 auf 16 t erhöht und das Zylinderraumverhältnis de Hochdruck- zur Niederdruckmaschine von 1:2,28 auf 1:1,7 geändert worden ist. Ein derartig wirksamer, aber auch kost spieliger Umbau ist in dem vorliegenden Fall vermieden, d. h es ist der ursprüngliche Achsdruck von 15 t und das Zylinder raumverhältnis von 1:2,28 beibehalten worden. Trotzdem is es gelungen, mit dieser Lokomotivtype einem notleidende Betrieb schnellstens eine wesentliche Hilfe zu geben. Dies Hilfe hätte sonst nur durch bauliche und sehr teure Maßnahme

gebracht werden können, deren Verwirklichung angesichts der mißlichen Finanzlage der Reichsbahn in weite Ferne gerückt erschien und die erheblich mehr Zeit in Anspruch genommen hätte.

Die eingleisige Nebenbahnstrecke Brügge—Lüdenscheid gehört zu den am stärksten belasteten Strecken des Direktionsbezirks Elberfeld. Sie ist zwar nur 6,4 km lang, hat aber auf eine Länge von 4,63 km eine Steigung von 1:36 mit starken Krümmungen. Sie endet in Lüdenscheid in einem Kopfbahnhof. Erschwerend wirkt ein sehr enger Tunnel von 379 m Länge, der in einer S-Krümmung liegt und besonders mangelhaft entlüftet wird.

Infolge der starken Entwicklung der Stadt Lüdenscheid, des Sitzes zahlreicher Metallwarenfabriken, stieg der Verkehr auf dieser Strecke schnell an und ihre Belastung hatte schon in den letzten Jahren vor dem Kriege für gewisse Tagesstunden Schwierigkeiten bereitet. Trotz der Verwendung der Leistungsfähigsten Lokomotiven der üblichen Bauarten (Gt 46.17, Gt 55.17) waren die Zuglasten beschränkt und die Fahrgeschwindigkeiten gering. Die langen Fahrzeiten der Personenzüge verursachten in letzter Zeit eine starke Abwanderung des Personenverkehrs von der Eisenbahn auf den Kraftwagen.

Die Verwendung von Vorspann- oder Drucklokomotiven ist nicht möglich, weil das Lokomotivpersonal unter der Rauchbelästigung in dem Tunnel zu stark zu leiden hat. Aus diesem Grunde mußte auch die Auslastung der Züge um rund 10 v. H. unter die der Zugkraft der jeweiligen Lokomotivgattung entsprechenden Werte herabgesetzt werden, damit der Tunnel in möglichst kurzer Frist durchfahren werden kann. Die durch den Berg getriebenen drei Entlüftungsschächte für den Tunnel haben sich als nicht genügend wirksam gezeigt, maschinelle Einrichtungen zur Verbesserung der Tunnelentlüftung versprechen keinen durchgreifenden Erfolg.

Bereits um die Jahrhundertwende wurden Maßnahmen zur Entlastung der Strecke erwogen und später der Bau des zweiten Gleises mit einer anderen, günstigeren Linienführung beschlossen. Die Bauarbeiten wurden im Jahre 1914 aufgenommen, jedoch bei Beginn des Weltkrieges eingestellt. Da die Verhältnisse auf der Strecke auch in der Nachkriegszeit trennend geblieben sind, wurde der Bau des zweiten Gleises erneut aufgegriffen. Hierbei wurden die für den Bau erforderlichen Kosten infolge des schwierigen Geländes zu 8,3 Millionen Reichsmark ermittelt. Da jedoch die schwierige Finanzlage die Verwirklichung dieses Planes in absehbarer Zeit wenig aussichtsreich erscheinen läßt, wurde geprüft, ob nicht anderweitig ausreichende Besserung geschaffen werden könnte. Zwei Wege konnten beschritten werden:

Einmal wurde untersucht, ob durch Einführung elektrischer Zugförderung die vorhandene Strecke unter Beibehaltung des eingleisigen Betriebs in billigerer Weise leistungsfähiger gestaltet werden könnte. Die Gesamtkosten für die Einrichtung dieser Betriebsweise sind zu 2,6 Millionen Reichsmark ermittelt worden. Die Höhe dieser Anlagekosten in Verbindung mit den sehr hohen Betriebskosten läßt auch diesen Plan als in absehbarer Zeit unausführbar erscheinen. Sodann wurde geprüft, ob nicht durch Einsatz stärkerer Dampflokomotiven an Stelle der bisher verwendeten geholfen werden könnte. Die Unmöglichkeit, auf der genannten Strecke mit Vorspann- oder Drucklokomotiven zu fahren, ist bereits erläutert worden. Es wurde daher die Verwendung von Garrat-Lokomotiven (Bauart der Hanomag) erwogen. Der Einsatz der Gt 57.19 Lokomotive (T 20) hätte keinen ausreichenden Erfolg gehabt, außerdem hätte die Strecke mit Rücksicht auf ihren Oberbau den hohen Achsdruck dieser Lokomotivgattung nicht zugelassen.

Auch die Bespannung der Personenzüge mit Gt 55.17 Lokomotiven (T 16[1]) konnte wegen der Geschwindigkeitsbeschränkung dieser Lokomotivgattung bei der Talfahrt (infolge ihrer erhöhten Entgleisungsgefahr) nicht in Frage kommen.

Eine Lösung der Schwierigkeiten ergab sich durch die Verwendung der von den vormaligen bayerischen Staatseisenbahnen für Steilrampen besonders entwickelten achtachsigen Güterzuglokomotiven der Bauart Mallet (Gt 88.15). Im August 1928 wurden daraufhin mit einer von der Reichsbahndirektion Nürnberg entliehenen Lokomotive dieser Bauart Versuchsfahrten ausgeführt, die im allgemeinen zufriedenstellende Ergebnisse zeitigten. Es ergab sich, daß die Strecke mit dieser Lokomotivgattung durch Verbesserung des Fahrplanes leistungsfähiger zu machen sei und größere Zuglasten befördert werden könnten, ohne daß dabei die Rauchbelästigung durch eine zweite Lokomotive in Kauf genommen werden mußte. Hierzu ist noch zu bemerken, daß auch Versuche angestellt worden sind, das Lokomotivpersonal der Zug- und Hilfslokomotive mit Gasmasken auszurüsten.

Als Vorteil zeigte sich ferner, daß bei den Mallet-Lokomotiven die Rauchgasbelästigung auf dem Führerstand auch aus dem Grunde nicht so stark in Erscheinung treten konnte, weil der Führerstand durch das Vorhandensein der Türen mit Fallfenstern (wie bei Personenwagen) und durch leicht bedienbare Lüftungsklappen nach außen hin dicht abgeschlossen werden konnte.

In gleicher Weise wurden auch mit einer Gt 88.16 Lokomotive, der verstärkten Bauart der Mallet-Lokomotiven, Versuchsfahrten ausgeführt, die die Mängel, welche bei den Gt 88.15 aufgetreten waren, nicht aufwiesen. Als Mängel hatten sich an den Gt 88.15 Lokomotiven die geringe Überhitzung des Dampfes und demzufolge hoher Brennstoffverbrauch, ferner das schwierige Bedienen der Steuerung gezeigt. Da nur Lokomotiven der Gattung 88.15 mit 15 t Achsdruck verfügbar waren, hätten drei Lokomotiven in solche der Gattung 88.16 umgebaut werden müssen. Da die Kosten für jede Lokomotive jedoch etwa 60000 $\mathcal{RM}$ betragen hätten, begnügte man sich mit einem auf das unbedingt notwendige beschränkten Umbau unter gleichzeitiger gründlicher Ausbesserung der Lokomotiven, womit die hauptsächlichsten Mängel der alten Bauart beseitigt wurden. Es entstanden dadurch für jede Lokomotive nur rund 22000 $\mathcal{RM}$ Kosten. Dabei wurden folgende Arbeiten ausgeführt:

1. Vergrößerung der Überhitzerheizfläche wie bei den Gt 88.16 Lokomotiven.
2. Ersatz der Kolbenschieber mit breiten Ringen durch solche mit schmalen federnden Ringen.
3. Anbringung einer Hilfseinrichtung für leichtere Bedienung der Steuerung.
4. Einbau von verstärkten Rückstellfedern für das vordere Lokomotivgestell.
5. Gußeiserne Stoffbuchsen an den Hochdruckzylindern.
6. Einbau einer Gegendruckbremse.

Zunächst wurde nur eine Lokomotive nach vorstehenden Gesichtspunkten umgebaut und im Betriebe erprobt. Die Probefahrten verliefen durchaus zufriedenstellend. Der Umbau und die Ausbesserung der drei Lokomotiven war daraufhin im Oktober 1929 beendigt. Anfangs November 1929 wurde der Betrieb mit den Mallet-Lokomotiven zuerst versuchsweise in der Weise aufgenommen, daß die bisher eingesetzten Gt 46.17 Lokomotiven mit den Mallet-Lokomotiven in einen Dienstplan eingereiht waren. Die Mallet-Lokomotiven fuhren hierbei nach einem besonderen Betriebsfahrplan mit verkürzten Fahrzeiten. Vom 15. Dezember ab wurden die Gt 46.17 und Gt 55.17 Lokomotiven zurückgezogen und der Betrieb auf der Strecke Brügge—Lüdenscheid allein mit den Mallet-Lokomotiven bei verkürzten Fahrzeiten durchgeführt.

Die Belastung der Züge und die Fahrzeiten für den Streckenabschnitt Brügge—Lüdenscheid für die einzelnen Loko-

motivgattungen sind aus folgender Gegenüberstellung zu ersehen:

| | Personenzüge | | | Güterzüge | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Belastung t | Planmäßige Fahrzeit in Min. | Dauer der Tunnelfahrt in Min. rund | Belastung t | Planmäßige Fahrzeit in Min. | Dauer der Tunnelfahrt in Min. rund |
| Gt 46.17 Lokomotive | 200 | 19 | 1,3 | 250 | 25 | 1,7 |
| Gt 55.17 Lokomotive | — | — | — | 280[1]) | 25 | 1,7 |
| Gt 88.15 Lokomotive | 200 | 12 | 0,8 | 350 | 18 | 1,2 |

[1]) Wegen der Rauchbelästigung im Tunnel mußte zwecks Kürzung der Fahrzeit die ursprüngliche Belastung von 300 t auf 280 t herabgesetzt werden.

Infolge der größeren Leistung der Gt 88.15-Lokomotiven war es möglich, die Belastung der Gz trotz der verkürzten Fahrzeit auf 350 t festzusetzen. Hierdurch konnten zwei Güterzüge zu Berg ausfallen. Die reinen Fahrzeiten sämtlicher 54 auf der Strecke verkehrenden Züge betrug früher 845 Minuten, gegenüber jetzt 625 Minuten. Dies entspricht einer Streckenentlastung durch Fahrzeitgewinn von 26 v. H. und bedeutet die Verringerung der gesamten Streckenbelastung von 59 auf 43%. Durch Verringerung der Fahrzeiten der Personenzüge konnten nun die Anschlüsse wesentlich verbessert und neue Zugverbindungen geschaffen werden. Man darf hoffen, dadurch der Abwanderung auf den Kraftfahrzeugverkehr wirksam entgegenzutreten.

Die Rauchbelästigung im Tunnel ist nunmehr wegen der schnelleren, viel kürzeren Durchfahrt für das Lokomotivpersonal als erträglich zu bezeichnen. Um trotzdem etwa noch mögliche gesundheitsschädliche Einflüsse tunlichst gering zu halten, wird für Ablösung des Lokomotivpersonals vom Dienst auf der Mallet-Lokomotive in bestimmten Zeitabständen durch Austausch mit dem Personal anderer Dienstgruppen gesorgt, da die drei Mallet-Lokomotiven nur für den Pendeldienst auf der Steilstrecke Brügge—Lüdenscheid bestimmt sind.

Zur Feststellung des Aufwandes an Brenn- und Schmierstoffen der Gt 88.15-Lokomotiven gegenüber den Gt 46.17-Lokomotiven wurden beide Lokomotivgattungen in einen Dienstplan eingereiht, und die Züge von den Mallet-Lokomotiven mit den verkürzten, von den Gt 46.17-Lokomotiven mit den bisherigen Fahrzeiten gefahren.

In der folgenden Gegenüberstellung sind die durchschnittlichen Verbrauchswerte angegeben:

| Lokomotivgattung | Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok.km t | Brennstoffverbrauch auf 1 Mill. Br-t/km t | Schmierstoffverbrauch auf 1000 Lok.km kg |
|---|---|---|---|
| Gt 46.17 | 15,25 | 43,09 | 18,11 |
| Gt 88.15 | 18,29 | 36,01 | 68,95 |

Die Aufschreibungen für die Gt 88.15-Lokomotiven wurden nach Zurückziehung der Gt 46.17-Lokomotiven weitergeführt, wobei sich die nachstehend aufgeführten Werte ergaben:

| Lokomotivgattung | Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok.km t | Brennstoffverbrauch auf 1 Mill. Br-t/km t | Schmierstoffverbrauch auf 1000 Lok.km kg |
|---|---|---|---|
| Gt 88.15 | 17,4 | 35,3 | 45,0 |

Die Verminderung des Brennstoffverbrauchs ist auf die mit der Zeit erworbene größere Geschicklichkeit des Lokomotivpersonals bei der Bedienung dieser Lokomotivgattung zurückzuführen.

Ferner wurden Aufschreibungen über die Ausbesserungsarbeiten im Betriebswerk getrennt für Gt 88.15- und Gt 46.17-Lokomotiven gemacht. Während bei einer Gt 88.15-Lokomotive monatlich rund 160 Arbeitsstunden aufgewendet wurden, betrug der Aufwand bei einer im gleichen Dienstplan laufenden Gt 46.17-Lokomotive nur 70 Arbeitsstunden. Auch im Ausbesserungswerk erfordert die Unterhaltung der Gt 88.15-Lokomotive einen höheren Arbeitsaufwand, der für eine Gt 88.15-Lokomotive gegenüber einer Gt 46.17-Lokomotive für ein Jahr rund 3000 $\mathcal{RM}$ mehr betragen wird.

Trotz dieses Mehraufwandes hat aber die Einführung des Betriebes mit Mallet-Lokomotiven nicht nur die unbedingt erforderliche Entlastung der Strecke gebracht, sondern auch noch wirtschaftliche Vorteile, die des Näheren nachstehend nachgewiesen werden:

Lokomotiven: Die Kosten des Umbaues haben für die Lokomotiven zusammen 66000 $\mathcal{RM}$ betragen. Unter Zugrundelegung einer Voraussichtlichen Lebensdauer der Lokomotiven von noch zehn Jahren und eines Satzes von 12 v. H. für Verzinsung und Abschreibung betragen die jährlichen Mehrkosten = 7920 $\mathcal{RM}$.

Unterhaltung: Nach den vorherigen Feststellungen erfordert die Mallet-Lokomotive höheren Arbeitsaufwand im Betriebswerk. Der Mehraufwand beträgt 160 — 70 = 90 Arbeitsstunden monatlich je Lokomotive. Wird die Arbeitsstunde mit 1,— $\mathcal{RM}$ in Ansatz gebracht, so betragen die jährlichen Mehrausgaben bei drei Lokomotiven

$3 \times 90 \times 12 \ldots = 3240{,}— \mathcal{RM}$

Die Mehrausgaben im Ausbesserungswerk belaufen sich auf $3 \times 3000\ \mathcal{RM} \ldots = 9000{,}—$ „

Zusammen . . 12240,— $\mathcal{RM}$

Stoffkosten sind, weil nicht erheblich, außer Ansatz geblieben.

Schmierstoffe: Der Schmierstoffmehrverbrauch der Mallet-Lokomotiven gegenüber den Gt 46.17-Lokomotiven ist anfänglich sehr bedeutend gewesen. Die zur Verringerung des Verbrauchs getroffenen Maßnahmen haben aber Erfolg gehabt. Die Mehrkosten des Schmierstoffverbrauchs sind jedoch unberücksichtigt geblieben, da durch den geringeren Brennstoffverbrauch ein Wasserminderverbrauch zu verzeichnen ist, wodurch die Mehrkosten an Schmierstoff aufgehoben werden. Sie können auch ihrer Geringfügigkeit wegen außer Betracht bleiben.

Brennstoffe: Bei einer monatlichen Gesamtleistung auf der Strecke von rund 6 Millionen Brutto-tkm hat der Brennstoffverbrauch bei den früher verwendeten Gt 46.17-Lokomotiven und den langen Fahrzeiten (für Pz. 19 und Gz. 25 Min) $6 \times 43{,}09$ t = 258,54 t betragen. Der Brennstoffverbrauch beträgt bei den Mallet-Lokomotiven und den verkürzten Fahrzeiten (für Pz. 12 und Gz. 18 Min.) $6 \times 35{,}30 = 211{,}80$ t. Es ergibt sich also eine Ersparnis von 258,54 — 211,80 = 46,74 t monatlich bei der jetzigen Streckenbelastung. Bei einem Brennstoffpreis von 28,— $\mathcal{RM}$/t ergibt dies eine Ersparnis von jährlich $46{,}74 \times 28 \times 12$ = rund 15700,— $\mathcal{RM}$.

Personal: Durch Einsatz der Mallet-Lokomotiven sind, wie bereits vorstehend erwähnt, zwei Güterzüge zu Berg (41406 und 41416) mit den zugehörigen Lokomotivleerfahrten ausgefallen. Damit ist ein Minderverbrauch an Lokomotiven, Lokomotivpersonal und Zugbegleitpersonal eingetreten. Am Lokomotivpersonal sind 4,5 und Zugbegleitpersonal ebenfalls 4,5 Stunden erspart worden, insgesamt 18 Stunden täglich = = 2 Köpfe. Unter Zugrundelegung eines Monatseinkommen von 570,— $\mathcal{RM}$ (einschließlich 52,45 v. H. Verwaltungs

kosten) sind die jährlichen Ersparnisse (rechnungsmäßig) $2 \times 12 \times 570,- \mathcal{RM} = 13680 \mathcal{RM}$.

Die Ersparnisse an Personalstunden haben zunächst nur eine Senkung der Dienststunden bewirkt. Die errechnete Ersparnis wird dann eintreten, wenn bei Übernahme neuer Dienste eine Erhöhung der Dienststunden vorgenommen werden kann, ohne daß ein Neueinsatz von Personal für die neuen Dienste erforderlich wird. Die Ersparnis an Lokomotivstunden ist außer Ansatz geblieben.

Zusammengefaßt ergibt sich folgendes:

Mehrkosten für

| | |
|---|---|
| a) Lokomotiven | 7920,— $\mathcal{RM}$ |
| b) Unterhaltung | 12240,— „ |
| Zusammen | 20160,— $\mathcal{RM}$ |

Minderkosten für

| | |
|---|---|
| a) Brennstoffe | 15700,— $\mathcal{RM}$ |
| b) Personal | 13680,— „ |
| Zusammen | 29380,— $\mathcal{RM}$ |

Es ist somit durch den Einsatz der Mallet-Lokomotiven eine jährliche Ersparnis von 29380,— $\mathcal{RM}$ — 20160,— $\mathcal{RM}$ = rund 9000,— $\mathcal{RM}$ zu verzeichnen.

Aber selbst, wenn der Einsatz der Gt 88.15-Lokomotiven keinen wirtschaftlichen Vorteil gebracht hätte, so würden die großen betrieblichen Vorteile der Verkürzung der Fahrzeiten und der dadurch erreichten Streckenentlastung und nicht zuletzt die gesundheitlichen Verbesserungen für das Lokomotivpersonal trotzdem den Einsatz der Mallet-Lokomotiven und aufgewendeten Umbaukosten rechtfertigen. Wenn auch die Nachprüfung der Eigenschaften der umgebauten Gt 88.15-Lokomotiven ergeben hat, daß diese nicht an diejenigen der Gt 88.16-Lokomotiven heranreichen, so kann doch festgestellt werden, daß der Zweck erreicht ist und daß es zunächst nicht erforderlich ist, die wesentlich höheren Umbaukosten nach dem Vorbild der Gt 88.16-Lokomotive aufzuwenden. Denn nach den bisherigen Erfahrungen hat es sich nicht gezeigt, daß es nötig ist, das Zylinderverhältnis von Hoch- und Niederdruck zur Verhinderung des Schleuderns und Erzielung einer noch höheren Zugkraft zu ändern. Das letztere ist auch aus dem Grunde nicht erforderlich, weil der Bahnhof Lüdenscheid für Güterzüge mit einer höheren Auslastung als 350 t (50 Achsen) nicht aufnahmefähig ist.

Zum Schlusse seien noch die Ergebnisse von Meßfahrten, die zur Erprobung von umgebauten Lokomotiven auf der Strecke Franzensbad—Asch mit Lokomotive Gt 88.15 Nr. 96015 ausgeführt wurden, mitgeteilt:

| | Am 16. 1. 30 | Am 17. 1. 30 |
|---|---|---|
| Wagenzuggewicht | 798 t | 1000 t |
| Fahrzeit gesamt | 2960 Sek. | 2953 Sek. |
| „ bei geschlossenem Regler | 190 „ | 158 „ |
| „ bei geöffnetem „ | 2770 „ | 2795 „ |
| Weg gesamt | 20876 m | 20876 m |
| „ bei geschlossenem Regler | 676 „ | 803 „ |
| „ „ geöffnetem „ | 20200 „ | 20073 „ |
| Mittlere Fahrgeschwindigkeit bei geöffnetem Regler | 26,2 km/h | 26,86 km/h |
| Arbeit am Zughaken | $193{,}3 \times 10^6$ mkg | $255{,}65 \times 10^6$ mkg |
| Mittlere Zugkraft am Zughaken bei geöffnetem Regler | 9550 kg | 12700 kg |
| Mittlere indizierte Zugkraft bei geöffnetem Regler | 14200 „ | 17600 „ |
| Wasserverbrauch | 8,3 m³ | 9,85 m³ |
| Wasserverbrauch/PS h | 11,6 kg/PS h | 10,44 kg/PS h |
| Mittlere Heizflächenbeanspruchung bei geöffn. Regler | 54 kg/m² h | 63,4 kg/m² h |
| Wasserverbrauch für 1 Sek. Fahrzeit bei geöffn. Regler | 2,998 kg/sec. | 3,52 kg/sec. |
| Nach der theoretisch errechneten Leistungs- und Verbrauchstafel | 2,90 „ | 3,49 „ |

## Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid.

In der Zeit vom 5. bis 15. Mai d. J. ist in Madrid die 11. Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung abgehalten worden. Die Vereinigung — mit dem Sitz in Brüssel — bezweckt, durch die Abhaltung regelmäßiger Tagungen und durch Veröffentlichungen die Entwicklung des Eisenbahnwesens zu fördern. Für die Veröffentlichungen dient eine besondere Zeitschrift, die seit Beginn des Jahres auch in deutscher Sprache erscheint, nachdem Deutschland im vergangenen Jahr der Vereinigung wieder beigetreten ist. Schon vor dem Krieg war Deutschland Mitglied des „Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Verbandes", der infolge des Krieges aufgelöst und nachher als „Vereinigung" unter Ausschluß der Mittelmächte wieder neu errichtet worden war.

Zur Zeit sind an der Vereinigung 42 Regierungen und 230 Bahnverwaltungen beteiligt, die ein Schienennetz von 620000 km betreiben. Die Mitglieder unterhalten besondere Vertreter in einem ständigen Ausschuß, der in fünf Abteilungen (Sektionen) — für den Bahn- und Baudienst, Zugförderung und Fahrzeuge, Betriebsangelegenheiten, allgemeine Fragen, Neben- und Kolonialbahnen — von einer Tagung zur andern die Geschäfte führt. Über alle Fragen, die in der Vereinigung behandelt werden sollen, werden zunächst Einzelberichte der verschiedenen Länder oder Ländergruppen vorgelegt und in der oben erwähnten Zeitschrift der Vereinigung, der in Brüssel, rue du Progrès 74, erscheinenden „Monatsschrift der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung" veröffentlicht. Aus diesen Einzelberichten wird dann ein Sammelbericht gefertigt und bei der Tagung durchgesprochen.

Die Tagung in Madrid wurde in feierlicher Weise durch den König von Spanien selbst eröffnet und dieser übernahm auch als Ehrenpräsident den Vorsitz in der ersten Versammlung. Es zeigt dies, wie hoch die Arbeiten der Vereinigung eingeschätzt werden. Von deutscher Seite war eine größere Abordnung unter Führung des Generaldirektors der Deutschen Reichsbahn erschienen, die sich im wesentlichen aus den Bearbeitern der einzelnen Deutschland betreffenden Berichte zusammensetzte.

Aus der Zahl der auf der Tagung behandelten 20 verschiedenen Fragen sollen im folgenden die wichtigsten, soweit sie technischer Natur sind, herausgegriffen und kurz behandelt werden.

### Lokomotiven neuerer Bauart (Frage V).

Die erste Sitzung der Unterabteilung II — Fahrzeuge —, zu deren Vorsitzenden Reichsbahndirektor Dr. Ing. Wechmann gewählt wurde, befaßte sich eingehend mit der Frage der „Lokomotiven neuerer Bauart". Unter diese Bezeichnung fallen alle von der üblichen Bauart wesentlich abweichenden Lokomotiven, also vor allem die Lokomotiven mit Antrieb durch Verbrennungsmotoren, die Turbinenlokomotiven und schließlich auch noch die Lokomotiven mit Hochdruckkesseln.

Fünf Einzelberichte wurden zu dieser Frage vorgelegt. A. Lipetz von der Amerikanischen Lokomotivgesellschaft behandelte den Bereich der amerikanischen Bahnen, Maunsell, der leitende Maschineningenieur der englischen Southern Railway berichtete für das Britische Reich, China und Japan, M. Cossart von der französischen Nordbahn für Belgien, Frankreich und die übrigen romanischen Länder samt ihren Kolonien, P. Koller von der Tschechoslowakischen Staatsbahn für alle übrigen Länder einschließlich Deutschlands. Jedoch hat Deutschland nach seinem Wiedereintritt in die Vereinigung zu dieser Frage, wie auch zu allen übrigen bedeutenderen Fragen noch einen besonderen Bericht vorgelegt, der von Prof. Nordmann ausgearbeitet war.

Es mag bei dieser Gelegenheit gleich erwähnt werden, daß ganz allgemein die deutschen Berichte sehr übersichtlich und

tiefschürfend abgefaßt waren und sich gerade in dieser Beziehung von manchen fremden Berichten vorteilhaft unterschieden haben. Es ist daher auch vom rein eisenbahntechnischen Standpunkt aus nur zu begrüßen, daß die ehemaligen Kriegsgegner sachlich genug gewesen sind, den Wiedereintritt Deutschlands in die Vereinigung zu ermöglichen. Deutschland verfügt auf eisenbahntechnischem Gebiet vermöge seiner Eigenschaft als hochentwickeltes Industrieland und unterstützt durch seine ausgezeichnete verkehrstechnische Lage über besonders reiche Erfahrungen, die auf die Dauer dem internationalen Eisenbahnwesen nicht vorenthalten werden konnten, ohne daß dessen Entwicklung aufgehalten worden wäre. Dies zeigt sich vor allem auch auf dem Gebiet des Fahrzeugbaues, wo der größte Teil der Neuerungen und Versuche auf deutsche Arbeit zurückzuführen ist.

Nach dem Bericht von Lipetz sollen die beiden ersten Diesellokomotiven der Welt im Jahr 1917 von der General Electric Company gebaut worden sein. Es ist hierzu freilich zu sagen, daß schon vor dem Krieg die Preußische Staatsbahn die bekannte Diesellokomotive von Sulzer gebaut hat. Deren Erfolg war allerdings gering und so wird man die amerikanischen Diesellokomotiven immerhin als erste betriebsbrauchbare Lokomotiven gelten lassen können. Die beiden Lokomotiven dienten zunächst nur zu Verschiebezwecken, wie dies noch heute bei den meisten amerikanischen Diesellokomotiven der Fall ist. Im Jahr 1923 folgte dann die erste Streckenlokomotive mit einer Leistung von 300 PS; bei den späteren Lokomotiven wurde die Leistung allmählich gesteigert und schließlich unter Verwendung von zwei Maschinen von 750 und 1330 PS auf 1500 und 2660 PS gebracht.

Über die wichtigsten dieser wie auch der im folgenden genannten Lokomotivbauarten ist schon früher im Organ berichtet worden; sie sollen daher im allgemeinen an dieser Stelle nicht mehr näher beschrieben werden. Die meisten amerikanischen Diesellokomotiven besitzen schnellaufende Maschinen mit 500 bis 800 Uml./Min und einem Gewicht von 25 bis 28 kg/PS. Nur die Maschinen von Beardmore sind wesentlich leichter; sie wiegen 9 kg/PS. Das Gewicht der Maschine beträgt im allgemeinen 12 bis 18% des Lokomotivgewichts. Auf eine Verringerung dieses Gewichts scheint man keinen Wert zu legen; daher soll auch die Drehzahl zunächst nicht höher getrieben werden.

Im allgemeinen wird ein Sechszylindermotor mit senkrecht stehenden Zylindern verwendet, auch einige Zwölfzylindermaschinen in V-Form sind im Gebrauch. Alle Maschinen arbeiten im Viertakt und beinahe alle ohne Kompressor. Auch haben alle Lokomotiven elektrische Kraftübertragung mit Ausnahme einer einzigen, die demnächst auf der Boston and Maine Railway erprobt werden soll.

Die weitere Entwicklung der Diesellokomotive wird nach dem Bericht davon abhängen, ob es möglich ist, ihre Beschaffungskosten zu verringern und den Preisen der Dampflokomotiven anzupassen. Zur Zeit ist eine jährliche Betriebsdauer von 2200 Stunden erforderlich, um eine wirtschaftliche Ausnützung zu erzielen und die Lokomotiven werden im allgemeinen nur dort verwendet, wo sie aus besonderen Gründen, wie Vermeidung der Rauchbelästigung u. ä., ohne Rücksicht auf eine größere Wirtschaftlichkeit ohnedies erforderlich sind.

Im Anschluß an den Bericht machte Lipetz noch kurze Angaben über einige neueste amerikanische Diesellokomotiven: eine 375 PS-Lokomotive mit Beardmore-Maschine für Südamerika, eine 1300 PS-Lokomotive von Krupp für die Boston and Maine Railway sowie eine 1000 PS-Lokomotive von Baldwin und Krupp und eine von Baldwin und Knudsen.

Der englische Bericht von Maunsell befaßte sich mit der Turbolokomotive von Beyer, Peacock and Co., den Sentinel-Camell-Triebwagen und -Lokomotiven, die in England, in Indien und auf der Nigerischen Bahn laufen, mit der dieselelektrischen Lokomotive der London and North Eastern Railway sowie schließlich mit einer Diesellokomotive, die von der Maschinenfabrik Esslingen für Japan gebaut worden ist.

Die dieselelektrische Lokomotive der London and North Eastern Railway ist aus einer elektrischen Lokomotive umgebaut worden, indem eine 1000 PS-Beardmore-Maschine mit einem 800 V-Gleichstromerzeuger hinzugefügt wurde. Die vierachsige Lokomotive hat damit ein Dienstgewicht von 90 t und eine Anfahrzugkraft von über 18000 kg erhalten. Ihre Dauerleistung beträgt 775 PS bei einer Geschwindigkeit von annähernd 45 km/h.

Die 1C1-Lokomotive der Japanischen Staatsbahn besitzt ein MAN-Motor, der mit einem 750 V-Gleichstromerzeuger unmittelb gekuppelt ist. Zwei Motoren wirken über eine Blindwelle u außenliegenden Kuppelstangen auf die Kuppelachsen. Die Lo motive soll einen Zug von 500 t Gesamtgewicht auf 3‰ Steigu anziehen und auf eine Geschwindigkeit von 25 km/h bring Auf einer 250 m langen Steigung von 17‰ soll sie mit dersel Belastung noch eine Geschwindigkeit von 6 km/h, und oh Belastung eine solche von 60 km/h erreichen.

In den Berichtsländern von Cossart sind Turbolo motiven bisher nicht gebaut worden. Nur über zwei Lokomot entwürfe, an denen in Frankreich gearbeitet wird, konnte berich werden. An Dieselfahrzeugen sind im Betrieb in Tunis zw dieselelektrische Lokomotiven; mit einer weiteren Diesellokomot macht man z. Z. in Italien Versuche. Je ein Dieseltriebwagen im Betrieb in Italien und Spanien.

Die verhältnismäßig kleinen B+B-Lokomotiven der Tune schen Bahn sind bekannt. Die 2C1-Lokomotive der Italienisch Staatsbahn ist von Ansaldo in Genua gebaut worden. Sie über 14 m lang und hat einen Gesamtachsstand von 10,2 ein Dienstgewicht von 94 t und ein Reibungsgewicht von 48,5 Es ist eine waagerecht liegende einfachwirkende Junkers-Zweitak maschine mit sechs Zylindern von 330 mm Durchmesser und 480 m Hub verwendet. Die Maschine arbeitet mit Lufteinspritzung, umsteuerbar und läuft mit 15 bis 250 Umdr./Min. Die Welle d Dieselmaschine ist daher mittels Kuppelstangen unmittelb mit den Kuppelachsen verbunden. Die Leistung beträgt in d Regel 700 $PS_i$, kann jedoch auch bis 1100 $PS_i$ gesteigert werde Mit 55 km/h befördert die Lokomotive ein Zuggewicht von 3 bis 500 t über wechselndes Gelände. Die größte Leistung a Zughaken beträgt 450 PS, die größte Zugkraft 7000 kg und d Verbrauch an Treiböl 5,3 bis 8,9 g/tkm.

Von den Ländern des Berichts von Koller haben nur d Schweiz und Schweden Lokomotiven neuerer Bauart gebaut. D Zölly-Lokomotive, die durch Umbau aus einer älteren 1C-Kolbe dampflokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen entstand ist, sowie die Ljungström-Lokomotiven der Schwedischen Staat bahnen sind bekannt, ebenso die neuere 1C1-Hochdrucklok motive von Buchli, die eine mit 60 at betriebene schnellaufend Auspuff-Kolbendampfmaschine besitzt. Schließlich befaßte sic der Bericht auch noch mit den verschiedenen für Rußland g bauten Diesellokomotiven.

Der deutsche Bericht erstreckte sich auf sämtliche Deutschland gebaute größere Lokomotiven besonderer Bauar angefangen mit der schon oben erwähnten, im Jahre 1914 gebaute Diesellokomotive der Preußischen Staatsbahn. Im einzeln wurden außerdem behandelt die Turbinenlokomotiven von Krup und Maffei sowie der Abdampftriebtender von Henschel, weit die Hochdrucklokomotiven von Schmidt-Henschel und vo Löffler, die für Rußland gebauten Diesellokomotiven und d Diesel-Druckluftlokomotive der Maschinenfabrik Esslingen sow einige kleinere Diesellokomotiven mit Flüssigkeitsgetriebe. Da den planmäßigen und eingehenden Versuchen, denen die Lok motiven bei der Lokomotiv-Versuchsabteilung Grunewald unte zogen wurden, konnten dem Bericht auch genau ermittelte Ve brauchs- und Wirtschaftlichkeitswerte beigefügt werden. I ganzen war der Bericht eine Zusammenfassung der mancherl Aufsätze, die in den letzten Jahren zu diesem Stoff in der Fach presse erschienen sind und als bekannt vorausgesetzt werde können; es braucht daher in diesem Rahmen nicht mehr näh auf seinen Inhalt eingegangen zu werden.

Den Sammelbericht erstattete P. Koller von der Tschech slowakischen Staatsbahn. An die Berichte schloß sich eine länge Aussprache an, in der u. a. betont wurde, daß vor allem ein Verringerung der Beschaffungskosten derartiger Lokomotive erforderlich sei. Im Schlußantrag wurden die Bahnverwaltunge aufgefordert, den Lokomotivfabriken beim Entwurf und Ba neuartiger Lokomotiven unter die Arme zu greifen; vor alle sollten Versuche mit Hochdruck- und Diesellokomotiven weites gehend gefördert werden. Großer Wert wird schließlich auf d Schaffung von Lokomotiv-Versuchsanlagen gelegt; bemerkenswe ist, daß man sich von der internationalen Zusammenarbeit de artiger Versuchsanlagen Vorteile für die Lokomotivwissenscha verspricht und dies auch offen zum Ausdruck bringt.

## Vervollkommnungen an Kolbendampflokomotiven (Frage VI).

Zu dieser Frage wurden fünf Berichte vorgelegt und deren Ergebnisse in einem Sammelbericht von R. P. Wagner zusammengefaßt.

Der erste Bericht von W. L. Lentz von der New York Central Railroad schilderte die Fortschritte, die in Amerika von 1920 bis 1928 erzielt worden sind. In diesem Zeitraum haben die Eisenbahnen der Vereinigten Staaten 6,5 Milliarden Dollars allein für technische Verbesserungen aufgewandt.

Die Mehrzahl der in neuerer Zeit gebauten Lokomotiven — die mit verschwindenden Ausnahmen Zwillingsanordnung aufweisen — besitzt Kesseldrücke von 15 bis 17,5 at. Mehr als 50 Lokomotiven haben schon jetzt Kesseldrücke zwischen 18,5 und 20 at. Dabei ergeben sich weder in der Unterhaltung des Kessels und seiner Teile — Stehbolzen, Rohre, Wandungen — noch bei der Unterhaltung der Ausrüstungsteile — Ventile u. ä. — sowie der Zylinder und Packungen erhebliche Schwierigkeiten. Die Unterhaltungskosten sind ebenfalls nicht merkbar größer geworden.

Legierte Stähle werden zu diesem Zweck in steigendem Maß als Kesselbaustoff verwendet. Die Überhitzung wird hoch getrieben; eine Reihe neuerer Lokomotiven arbeitet mit Heißdampftemperaturen von 370° C und in einzelnen Fällen seien solche von 425 bis 440° C erreicht worden. Von insgesamt 49000 mit Schmidtschem Überhitzer ausgerüsteten amerikanischen Lokomotiven besitzen über 1800 den Kleinrohrüberhitzer. Mit Speisewasservorwärmer sind 5500 Lokomotiven ausgestattet. In größerem Umfang verwendet wird auch der Mehrventil-Heißdampfregler, der am Dampfsammelkasten angebaut wird; es hängt dies damit zusammen, daß die Hilfsmaschinen neuerdings vielfach ebenfalls mit Heißdampf betrieben werden. Als Mißstand empfindet es der Bericht, daß viele Bahnen die mit dem Überreißen von Wasser aus dem Kessel verbundenen Nachteile noch nicht richtig erkannt hätten, so daß der Überhitzer vielfach noch stark zur Verdampfungsarbeit herangezogen werde.

Die langen Schieberwege, die bei den großen Lokomotiven erforderlich geworden sind, haben zur Verwendung von verschiedenerlei Neuerungen geführt. Davon sind bemerkenswert die Steuerung von Baker und diejenige der Southern-Railway; jene ist an 12000, diese an 2155 Lokomotiven im Gebrauch.

Den zweiten Bericht — für das Britische Reich, China und Japan — erstattete Gresley, der leitende Maschineningenieur der London and North Eastern Railway. Der Bericht befaßte sich zunächst mit der Erhöhung des Kesselüberdrucks. Es habe sich gezeigt, daß diese wohl bei einzelnen Lokomotivbauarten Kohlen- und Wasserersparnisse mit sich gebracht habe, zugleich seien aber auch die Unterhaltungskosten für die Feuerbüchsen gestiegen. Dagegen habe sich keinerlei Einwirkung des höheren Kesseldrucks auf die Ausbesserungen an den Zylindern, Schiebern, Kolben und Stangenpackungen ergeben.

Die Überhitzung ist unter dem Einfluß des größeren Kesseldrucks nicht merkbar höher geworden. Im allgemeinen betrachtet man Dampftemperaturen von 400° C als die Grenze, die im Lokomotivbetrieb eben noch erreicht werden kann. Einige Eisenbahnverwaltungen wollen allerdings auch Temperaturen bis zu 430° C noch mit Erfolg verwendet haben. Bis zu 400° C ergeben sich noch keine Anstände mit den Stangenpackungen und der Steuerung; diese Grenze sollte deshalb bei Einheitsbauarten nicht überschritten werden. Bei 430° C bekam dagegen die London, Midland an Scottish Railway Schwierigkeiten, die aber durch Ersatz der Weißmetallpackung gegen eine solche aus Bronze besonderer Legierung beseitigt werden konnten.

Der Speisewasservorwärmer hat sich als wertvolle Hilfseinrichtung der Lokomotiven erwiesen und er sollte daher allgemein verwendet werden. Fast alle bekannten Bauarten werden in den Berichtsländern verwandt; jedoch wendet man sich neuerdings vor allem in England der verhältnismäßig einfachen und leichten Abdampfstrahlpumpe zu, mit der man eine Brennstoffersparnis von $2^1/_2$ bis 4% erreicht.

Auf dem Gebiet der Schieber und Steuerungen sind bemerkenswerte Versuche mit der Caprotti- und Lentz-Ventilsteuerung in Gang. Die London Midland and Scottish Railway hat 10 Stück 2C-Schnellzuglokomotiven mit der Caprotti-Steuerung versehen und damit eine Kohlenersparnis bis zu 22% gegenüber gleichen Lokomotiven mit Kolbenschiebern erzielt. Die Versuche mit der neuesten Lentz-Steuerung bei der London and North Eastern Railway sind dagegen noch nicht abgeschlossen.

Weitere Versuche betreffen die Einrichtungen der Rauchkammer, verschiedene Blasrohrbauarten, vergleichende Messungen des Rauchkammerunterdrucks an zwei- und Dreizylinderlokomotiven, die Verwendung von Windleitblechen, die Verbrennung in der Feuerbüchse u. ä. Die Windleitbleche scheinen sich auch in England bewährt zu haben. Die Verwendung von legierten Stählen für Triebwerksteile hat zugenommen. Die mit ihnen erzielten Ergebnisse sind ganz zufriedenstellend gewesen; es ist eine Gewichtsverminderung der bewegten Teile bis zu 30% erreicht worden.

M. A. Parmantier von der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn berichtete für Frankreich, Italien, Spanien und Portugal samt Kolonien. Auch dort sind verschiedene Bahnen daran, Versuche mit höheren Kesseldrücken anzustellen. Die französische Ostbahn hat den Dampfdruck einer 2C-Lokomotive ohne weitere bauliche Änderungen von 16 auf 20 at erhöht und meint, daß dieser Weg bei sorgfältigem Bau des Kessels gangbar sei. Vergleichende Versuche der Italienischen Staatsbahn mit zwei Zwillingslokomotiven mit 12 und 16 at Überdruck haben gezeigt, daß die Lokomotive mit dem höheren Überdruck 5% weniger Brennstoff verbrauchte als die andere. Die Verwendung von besonderen Stählen für den Bau von Kesseln wird ebenfalls befürwortet.

Einen breiten Raum nimmt in diesem Bericht die Überhitzung ein. Es ist nach ihm erwünscht, daß auf den Verbundlokomotiven dauernd Temperaturen von 400° C und auf den Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung solche von 350° C erzielt werden. Bei solchen Überhitzungsgraden sei es wichtig, daß Packungen aus Gußeisen verwendet werden. Es bleibe aber fraglich, ob man nur Druckausgleichvorrichtungen und nur Luftsaugeventile oder beide gleichzeitig anwenden solle.

Die Vorwärmung des Speisewassers wird auch in diesem Bericht empfohlen. In den Berichtsländern sind Vorwärmer fast aller Bauarten im Betrieb; jedoch stehen die Misch-Vorwärmer im Begriff, die Oberflächenvorwärmer zu verdrängen. Dagegen befindet sich die Vorwärmung des Speisewassers durch die Abgase noch im Versuchszustand.

Die französische Ostbahn hat Versuche mit Steuerungen gemacht, die besonders langen Schieberhub — 273 gegen sonst 135 mm — und damit größere und raschere Schieberöffnungen und geringere Drosselverluste aufweisen. Die Ersparnis an Brennstoff soll bei diesen Lokomotiven mehr als 4% betragen; außerdem sollen die Lokomotiven leichter laufen, so daß sie mit Treibrädern von nur 1420 mm Durchmesser Geschwindigkeiten über 100 km/h erreicht hätten.

T. Bals von der Rumänischen Staatsbahn berichtete für alle übrigen Länder. Da dieser Bericht im wesentlichen solche Gebiete umfaßte, die eisenbahntechnisch unter dem Einfluß der schon im vorstehenden behandelten Länder stehen, so konnte er naturgemäß nicht viel Neues bringen.

Den fünften und letzten Bericht erstattete Reichsbahnoberrat R. P. Wagner für Deutschland. Er erwähnte zunächst die Möglichkeit der Vervollkommnung durch Ausbau der theoretischen Grundlagen. Trotz einer langen Entwicklungsdauer sei gerade die Lokomotive noch heute ein Gebilde, bei dem infolge der vielseitigen Abhängigkeit der Einzelglieder der Entwurf sich auf viele Erfahrungsgrößen aufbaue. Erst wenn Klärung in dieses, dem forschenden Ingenieur noch viele Aufgaben stellende Gebiet gebracht sei, werde es möglich sein, mit Treffsicherheit eine Lokomotive neu zu entwerfen, die eine Höchstleistung sein werde. Eine weitere Möglichkeit, Fortschritte zu erzielen, liegt auf fertigungstechnischem Gebiet. Diese Möglichkeit konnte die Deutsche Reichsbahn ausnützen, als es galt, aus den verschiedensten Lokomotivbauarten einer großen Zahl bisher selbständiger Bahnen einheitliche, nach neuesten Grundsätzen gebaute Lokomotiven zu schaffen. Vereinheitlichung der Fahrzeuge als Ganzes und der Einzelteile untereinander, verbunden mit austauschbarer Fertigung haben zum Bau von Lokomotiven geführt, in denen die letzten Erkenntnisse neuzeitlicher Fertigung verkörpert sind. Eine dritte Möglichkeit zur Vervollkommnung der neuzeitlichen Lokomotive biete sich in der Richtung einer erhöhten Energieumsetzung. Die Reichsbahn verfolgt hier zwei grundsätzlich verschiedene Wege mit gleichem Nachdruck. Auf

der einen Seite ist dies die Entwicklung gänzlich neuer Formen durch Übernahme bisher nicht verwendeter Elemente des ortsfesten Maschinenbaues, sei es Steigerung des Druckes bis zu den höchsten Grenzen, Verwendung der Turbine und der dadurch bedingten Kondensation, der Staubfeuerung oder des Dieselmotors. Auf der anderen Seite ist es die planmäßige Weiterentwicklung der alten Form, die ihren Ausdruck in den erwähnten Einheitslokomotiven findet. Die großen Erfolge der letzten 30 Jahre — Verbundwirkung, Überhitzung, Speisewasservorwärmung — haben zwar diese letzte Möglichkeit für die Zukunft stark beschnitten; aber es lassen sich mit vielen, zunächst klein erscheinenden Einzelmaßnahmen doch noch Erfolge erzielen.

Der Bericht befaßt sich dann im einzelnen mit den Versuchen und Neuerungen, die an Lokomotiven der Reichsbahn in den letzten Jahren durchgeführt worden sind. Es werden besprochen die Steigerung von Kesseldruck und Überhitzungstemperatur und in Verbindung damit die mancherlei Überhitzerbauarten, die bei diesem Anlaß erprobt worden sind, sowie der Großkessel, wie er die neueste Form für die 2 C 1-Einheits-Schnellzuglokomotive darstellt. Von der Kesselausrüstung werden der Ventilregler von Schmidt und Wagner und das Sicherheitsventil von Ackermann erwähnt. Es folgt die Bauart der Schieber und die Durchbildung der Steuerung für die Mehrzylindermaschinen, wo für jedes Triebwerk eine besondere Steuerung vorgesehen wurde, nachdem sich bei der bisherigen Lenkerübertragung die Summierung des Spiels in den Gelenken erheblich bemerkbar machte.

Besonders beachtlich für die fremden Bahnverwaltungen waren die Ergebnisse der Vergleichsversuche zwischen Zwillings- und Vierzylinder-Verbund- sowie zwischen Zwillings- und Drillingslokomotiven sonst gleicher Bauart.

Den Schluß des Berichtes bilden Angaben über die bei der Reichsbahn gebräuchlichen Vorwärmeranlagen mit der Nielebock-Knorr-Speisepumpe und dem quer über der Rauchkammer liegenden Knorr-Vorwärmer zur Rückgewinnung des anfallenden Niederschlagwassers. Dabei wird auch die Verbindung der Vorwärmeranlage mit dem Schlammabscheider erwähnt.

Es erübrigt sich in diesem Rahmen auf die Ergebnisse der in dem deutschen Bericht erörterten Versuche und Neuerungen näher einzugehen; sie dürfen hier als bekannt vorausgesetzt werden.

An den Sammelbericht, in dem R. P. Wagner nochmals die wichtigsten Punkte aus den fünf Einzelberichten zusammenfaßte, schloß sich eine Aussprache, in der Henry Fowler noch besonders auf die befriedigenden Ergebnisse hinwies, welche die London, Midland and Scottish Railway mit den Abdampfstrahlpumpen erzielt habe. Die Bahn will ihre sämtlichen Neubaulokomotiven mit Abdampfstrahlpumpen ausrüsten. Über den Wert veränderlicher Blasrohre blieben die Meinungen geteilt.

Als Ergebnis der Verhandlungen wurde auf Grund der bisher erzielten Verbesserungen die Erwartung ausgesprochen, daß die weitere Entwicklung der Kolbendampflokomotive noch lange nicht abgeschlossen sei und für die Zukunft noch erhebliche Fortschritte erzielt werden könnten.

### Elektrische Vollbahnlokomotiven (Frage VII).

Den ersten Bericht hierzu, der sich vollständig auf die amerikanischen Verhältnisse beschränkte, erstattete J. V. B. Duer von der Pennsylvania Railroad. Er behandelte den neuesten Stand der Entwicklung von Lokomotiven und Triebwagenzügen und beschrieb die Fahrzeuge, die in den letzten Jahren in Betrieb genommen worden sind. Bei der Umstellung auf elektrische Zugförderung hat man bisher entweder Einphasen-Wechselstrom oder hochgespannten Gleichstrom verwendet. Zwei Bahnen werden mit 11 000 V und 25 Perioden und eine mit 22 000 V und 25 Perioden betrieben. Den größten Teil der neueren elektrischen Fahrzeuge bilden die Lokomotiven für den schweren Güterzugsdienst auf starken Steigungen — meist mit Einzelachsantrieb —, die mancherlei Besonderheiten aufweisen.

Soweit die Lokomotiven nicht ausschließlich auf Drehgestellen laufen, besitzen sie vielfach schwere Rahmen aus Stahlguß, die besonders starr und widerstandsfähig sind und geringe Unterhaltungsarbeit erfordern. Dementsprechend ist auch das Gewicht der neueren elektrischen Lokomotiven sehr hoch: Die Achsdrücke sind schon bis zu 35 t gestiegen und die aus dr Einheiten zusammengesetzte Lokomotive der Virginian Railwa wiegt 640 t.

Großen Wert legt man auf bequeme Zugänglichkeit d elektrischen Ausrüstung. Um für die großen Achsdrücke en sprechende Antriebskräfte zu bekommen, werden immer leistung fähigere Motoren mit hoher Drehzahl gewählt. Fast allgeme verwendet man Nasenaufhängung; nur in einem einzigen Fa sitzen die Motoranker unmittelbar auf den Treibachsen. D Steuerung geschieht gewöhnlich elektropneumatisch. Die meist neueren Lokomotiven besitzen Einrichtung zum Bremsen m Stromrückgewinnung; man verspricht sich davon geringe Unterhaltungskosten für die Fahrzeuge, insbesondere Ersparn an Bremsklötzen.

Zum Bau der Triebwagen verwendet man neuerdings auc Leichtmetall; man hat damit Gewichtsersparnisse von 3 bis 5 erzielen können.

Über den Stand der elektrischen Zugförderung in Gro britannien, China und Japan berichteten die Herren Asakur und Imaidzumi von der Japanischen Staatsbahn. Die Angabe beschränkten sich aber in der Hauptsache auf Japan, weil d Berichter aus den anderen Ländern keine genügenden Unterlage erhalten konnten.

Die elektrisierten Strecken sind noch nicht sehr umfangreich Fast allgemein wird Gleichstrom verwandt; die Spannung i verschieden. Die Lokomotiven besitzen meist Motoren m Nasenaufhängung und einfachem Zahnradantrieb. Bei d Japanischen Staatsbahn hat sich diese Bauart an sich bewähr Ihre Einwirkung auf den Oberbau ist verschieden, je nachde die Lokomotive ein gut ausgeführtes, führendes Drehgeste besitzt, oder nicht. Aus Versuchen ist zu schließen, daß die Bauart im allgemeinen den Oberbau weniger beansprucht, a eine Dampflokomotive oder Lokomotiven mit BBC-Einzelach antrieb. Die einfache und unempfindliche Ausführung ist ei weiterer Vorzug dieser Bauart, wie auch die große Geräumigkei die sie für ihre Ausrüstungsgegenstände besitzt. Daher ist d Bauart mit Nasenaufhängung und führendem Drehgestell a für Gleichstromlokomotiven geeignet anzusehen. Bei der Baua mit Einzelachsantrieb besonderer Ausführung ist es schwere die Maschinen und Apparate so unterzubringen, wie es bei hoch gespanntem Gleichstrom für die Überwachung zweckmäßig is

Jede mit hochgespanntem Gleichstrom arbeitende Lok motive sollte mit einem Schnellausschalter ausgerüstet sei Als Steuerung wird die vereinigte Nockenwellen- und Walzer Steuerung empfohlen. Der Hauptstromkreis sollte mit Drosse spule abgeschaltet werden. Für den Steuerungsstromkreis is Strom von konstanter Spannung erwünscht, hauptsächlich, wen ein Schnellausschalter verwendet wird.

Das feuchte Klima hat in Japan vielfach zu Störunge des elektrischen Betriebs Anlaß gegeben, weil die Isolierstoff leicht angegriffen werden.

De Boysson von der Paris-Orléans-Bahn und Lebouche von der französischen Südbahn berichteten für Frankreich un seine Kolonien. Fast alle Vollbahnlokomotiven arbeiten do mit Gleichstrom von 1500 V; nur eine Linie in Marokko ver wendet 3000 V. Die Vorortlinien der Staatsbahn arbeiten mi 750 V, sollen aber ebenfalls auf 1500 V umgestellt werden.

Bei den Lokomotiven kann man nach der Art der Moto aufhängung drei Bauarten unterscheiden: solche deren Moto nicht aufgehängt sind, wo die Anker also unmittelbar auf de Achsen sitzen; solche deren Motore halb oder an einer Nas aufgehängt sind und solche deren Motore vollständig aufgehäng sind oder vom Kasten getragen werden. Die erste Bauart ist nu in einer einzigen Ausführung vertreten. Man hatte von ihr schäd genden Einfluß auf den Oberbau befürchtet, aber es scheint als ob die Lokomotive in dieser Beziehung hätte befriedige können, wenn ihr mechanischer Teil einwandfrei gewesen wär

Die zweite Bauart umfaßt beinahe alle Güter- und Reisezug lokomotiven der französischen und marokkanischen Netze. Ein Ausnahme machen nur die Lokomotiven, die für regelmäßig Geschwindigkeiten von mehr als 90 km/h bestimmt sind; dies gehören mit Ausnahme einer Versuchsausführung zur dritte Bauart.

Die Lokomotiven mit Motoren mit Nasenaufhängung befriedigen — wenigstens bei Motoren bis zu 400 PS Leistung — in allen Diensten in denen eine Höchstgeschwindigkeit von 80 oder ausnahmsweise 90 km/h nicht überschritten wird. Bei passenden Übersetzungsverhältnissen hat man selbst bis auf 100 km/h gehen können. Bis zu diesen hohen Geschwindigkeiten kann man einen durchaus befriedigenden Lauf der Lokomotiven erhalten, aber es ist noch nicht geklärt, ob dabei nicht erhebliche Unterhaltungsarbeiten an den einzelnen Teilen, vor allem an den Motoren, nötig werden. Bei kleineren Geschwindigkeiten haben die Lokomotiven den Vorzug, daß sie nur mäßige Betriebs- und Unterhaltungskosten erfordern.

Hohe Geschwindigkeiten erfordern schwerere und verwickelte Lokomotiven mit vollständig abgefederten Motoren. Verschiedene Bauarten haben befriedigt. Die Paris-Orléans-Bahn besitzt Lokomotiven mit den Antrieben von Ganz, Brown-Boveri und Buchli, die Südbahn solche, bei denen die Motorwelle senkrecht angeordnet ist. Die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn hat versuchsweise sechs Schnellzuglokomotiven in Auftrag gegeben; zwei davon, mit der Achsfolge $2B_0 + B_02$ sind voneinander verschieden, vier $2C_0 + C_02$-Lokomotiven sind gleich. Sämtliche Lokomotiven haben einen durchgehenden Kasten von großer Länge, der durch zwei untereinander verbundene Drehgestelle getragen wird. Die $2B_0 \times B_02$-Lokomotiven haben verschiedene Antriebe erhalten; die $2C_0 + C_02$-Lokomotiven, die für eine Stundenleistung von 3900 kW und eine Höchstgeschwindigkeit von 130 km/h entworfen sind, haben Örlikon-Antrieb.

Die elektropneumatische Steuerung befriedigt vollkommen. Die rein elektromagnetische Steuerung hat ebenfalls befriedigt; sie ist jedoch nur auf einer geringen Anzahl von Lokomotiven eingebaut worden.

Die elektrische Bremsung wird für alle Fälle empfohlen, außer für solche Lokomotiven, die für den Fernpersonenverkehr auf Strecken mit geringen Steigungen bestimmt sind. Die Ergebnisse mit der Stromrückgewinnung sind verschieden. Die Versuche damit werden fortgesetzt, weil man hofft, besonders auf bergigen Strecken merkliche Stromersparnisse zu erzielen. Die im Gang befindlichen Versuche, die elektrische Haltbremsung zu verwirklichen, scheinen ermutigende Aussichten zu bieten.

Die elektrischen Lokomotiven durchlaufen bei doppelter Besetzung auf der Paris-Orléans- und der Südbahn zwei bis zweieinhalbmal längere Strecken und versehen vermöge ihres Kraftüberschusses den Dienst pünktlicher als entsprechende Dampflokomotiven. Andererseits geben sie bis jetzt noch zwei- bis dreimal so oft Anlaß zu Störungen als diese. Bei den Lokomotiven mit Nasenaufhängung entfallen 91 bis 99% dieser Störungen auf den elektrischen Teil, bei den Schnellzuglokomotiven dagegen nur 63 bis 75%. Bei diesen treten also mechanische Störungen verhältnismäßig häufiger auf.

Für Italien, Spanien, Schweden und Norwegen, die Tschechoslowakei und die Schweiz berichtete G. Bianchi von der Italienischen Staatsbahn. Bei den in Frage kommenden Eisenbahnen findet man alle Stromarten vertreten, Einphasenstrom von 15000 V Spannung, Gleichstrom von 650, 1500 und 3000 V sowie Drehstrom von 3700 und 10000 V. Die Lokomotiven weisen dabei nicht nur durch die Verschiedenheit der Stromart bedingte, erhebliche Unterschiede im mechanischen und elektrischen Teil auf; es bestehen auch Unterschiede zwischen den für die gleiche Stromart gebauten Lokomotiven.

Der unmittelbare Antrieb mit Nasenaufhängung über Zahnräder ist üblich bei Gleichstrom-Lokomotiven für geringe und mittlere Geschwindigkeiten und scheint auch bei Einphasenstromlokomotiven Eingang zu finden. Bei Schnellzuglokomotiven werden die Motoren am besten fest im Rahmen gelagert. Der Antrieb durch Zahnräder und Stangen bietet Vorteile bei Lokomotiven für kleine und mittlere Geschwindigkeiten, wenn gute Reibungsausnützung erwünscht ist. Er gestattet, die Motoren hoch zu legen und ihre Zahl zu verringern. Andererseits ist der reine Stangenantrieb bei Verwendung langsamlaufender Motoren vorteilhaft.

Lokomotiven mit Vollreibung (ohne Laufachsen) und steifem Fahrgestell werden auf Wechselstrom- und Drehstrombahnen verwendet (Schweden und Italien). Die Erfahrung hat gezeigt, daß diese Lokomotiven hinsichtlich Lauf und Schienenbeanspruchung durchaus befriedigen, solange mittlere Achsdrücke und Geschwindigkeiten nicht überschritten werden. Lokomotiven mit Vollreibung und Gelenkanordnung bilden die Regel auf Gleichstrombahnen für den Güter- und Personenzugdienst. Wenn die geforderte Geschwindigkeit 60 km/h überschreitet und die Lokomotive nur ein einziges Rahmengestell hat, hält man es für notwendig, Laufachsen anzuwenden, um die Einstellung in den Kurven zu erleichtern und einen ruhigen Lauf zu erzielen. Unterteilte Fahrgestelle mit Trieb- und Laufachsen werden im allgemeinen nur bei Lokomotiven mit sechs Treibachsen angewandt. Diese Lokomotiven mit der Achsfolge $1C + C1$, $1C_0 + C_01$ und $2C_0 + C_02$ sind zum Schleppen schwerer Züge bestimmt. Das Drehmoment wird übertragen mittels Zahngetrieben und Stangen (Lokomotive $C_C$ $^6/_8$ der Schweizerischen Bundesbahnen), mittels Motoren mit Nasenaufhängung (Lokomotive $1C_0 + C_01$ der spanischen Nordbahn), durch Zahngetriebe und Hohlwellen (Lötschbergbahn) oder schließlich mittels des Brown-Boveri-Antriebs (Lokomotive $2C_0 + C_02$ der spanischen Nordbahn).

Es ist wichtig, daß beim Entwerfen der Lokomotiven der Achsdruck so hoch als möglich gewählt wird. Unter sonst gleichen Bedingungen kann man immer etwas höher gehen als bei Dampflokomotiven. Die Lokomotiven mit Einzelachsantrieb und hoher Schwerpunktlage weisen in dieser Hinsicht die besten Voraussetzungen auf. Die im Betrieb festgestellten Reibungswerte der elektrischen Lokomotiven sind höher als bei entsprechenden Dampflokomotiven. Ein Wert, der bis zu $^1/_5$ bei Dauerleistung ansteigt, ist häufig zu finden; der Wert $^1/_3$ wurde ebenfalls mehrmals festgestellt. Diese Werte sind für die Lokomotiven mit Einzelantrieb wie für solche mit Gruppenantrieb nahezu gleich.

Der Ausbesserungsstand ist bei den elektrischen Lokomotiven allgemein kleiner und die zwischen zwei Ausbesserungen durchlaufene Strecke größer als bei den Dampflokomotiven. Unregelmäßigkeiten im elektrischen Teil treten häufiger auf als solche im mechanischen Teil; sie fallen aber für die glatte Abwicklung des Betriebs weniger ins Gewicht als diese.

Für Deutschland berichtete Reichsbahndirektor Dr. Ing. Wechmann. Der Bericht behandelte in der Hauptsache die Einphasenlokomotiven der Deutschen Reichsbahn. Diese und die mit ihnen zusammenhängenden Fragen sind wiederholt in den neueren Fachzeitschriften behandelt worden und dürfen daher hier als bekannt vorausgesetzt werden. Es soll nur auf einige wenige Punkte kurz eingegangen werden, die für die internationale Tagung besonders bemerkenswert waren.

Auf Grund einer zehnjährigen Erfahrung hat die Reichsbahn schon für eine größere Zahl von Einzelteilen einheitliche Bauformen eingeführt. Hierzu gehören der Hauptschalter, die Stromabnehmer, die Luftpumpe, die Meßgeräte, die Teile zur Beleuchtung und Zugheizung u. ä. Bau und Unterhaltung dieser Teile werden durch die Vereinheitlichung billiger. Erwähnenswert ist auch, daß die Reichsbahn auf den Zifferblättern der Strommesser nicht die Stromstärke in Ampere, sondern die dieser etwa proportionale Zugkraft des Motors, am Radumfang in Tonnen gemessen, angibt. Durch Beobachtung dieser Zugkraftmesser und zugleich des Geschwindigkeitsmessers ist der Lokomotivführer in der Lage, die bei den verschiedenen Geschwindigkeiten zulässigen Belastungen einzuhalten.

Im Zusammenhang mit den Angaben im französischen Bericht ist bemerkenswert, daß auch die Reichsbahn zwei Schnellzuglokomotiven — Bauart $1D_01$ und $1B_0 + B_01$ — mit Nasenaufhängung beschafft hat, die Schnellzüge mit Grundgeschwindigkeiten bis zu 100 km/h befördern sollen. Für den Dienst auf Verschiebebahnhöfen, wo es oft erwünscht ist, einzelne Gleise nicht mit Fahrleitung auszurüsten, sind Verschiebelokomotiven mit Gleichrichtern beschafft worden, die sowohl mit Wechselstrom aus der Fahrleitung, als auch aus einer auf der Lokomotive mitgeführten Energiequelle betrieben werden können. Von den bei der Reichsbahn benutzten Antriebsarten hat bei den Vertretern der fremden Bahnen vor allem der verbesserte Federantrieb, Bauart Westinghouse-Kleinow Beachtung gefunden.

Bezüglich des elektrischen Teils sind neue Ausführungen von Hauptschaltern ohne Öl erwähnt sowie eine sogenannte Feinregler-Steuerung, die sich von den andern, auf Einphasenstrom-Lokomotiven eingeführten Bauarten dadurch unterscheidet, daß sie stetig und nicht stufenweise steuert. Um die durch Benützung

von Öl entstehenden Störungen auszuschalten, soll die Verwendung luftgekühlter Transformatoren verallgemeinert werden. Der Bericht enthält ferner eine Zusammenfassung der an Einphasenmotoren durchgeführten Verbesserungen, besonders hinsichtlich der Kommutation. Schließlich werden noch verschiedene Versuchseinrichtungen erwähnt, welche die sichere Bedienung der Lokomotiven durch einen einzigen Bediensteten gewährleisten sollen.

An den Sammelbericht von Bianchi, der den Inhalt der Einzelberichte zusammenstellte, schloß sich noch eine längere Aussprache, vor allem über die Antriebsfrage. Es wurde schließlich den Verwaltungen empfohlen, durch Versuche festzustellen, ob die Lokomotiven mit Nasenaufhängung bei großen Geschwindigkeiten den Oberbau mehr beanspruchen als die mit anderen Betriebsarten.

## Ganzmetall-Personenwagen (Frage VIII).

Zur Frage der Ganzmetall-Personenwagen und ihres Vergleichs mit Personenwagen aus Holz sind vier Berichte vorgelegt worden. Für Nord- und Südamerika, das Britische Reich, China und Japan, Afrika und Australien berichtete E. J. Lemon, der Leiter des Personen- und Güterwagendienstes der London, Midland and Scottish Railway. Für Frankreich und Belgien samt Kolonien berichteten Lancrenon und Vallancien, dieser Oberingenieur im Zentralamt für Eisenbahnfahrzeugbau in Paris, jener Leiter des Material- und Zugförderungsdienstes bei der Französischen Nordbahn. Der deutsche Bericht stammte von Reichsbahnoberrat Dähnick, dem Dezernenten für den Bau von Personenwagen im Reichsbahn-Zentralamt; für die übrigen Länder — Italien, Spanien, Niederlande, Polen, Ägypten — und die Internationale Schlafwagen-Gesellschaft berichteten Garcia-Varo von der Andalusischen Eisenbahn und Pablo Fraile von der Spanischen Nordbahn. Den Sammelbericht erstattete Lancrenon.

Die ersten Eisenbahnpersonenwagen aus Metall sind zu Anfang dieses Jahrhunderts in den Vereinigten Staaten von Nordamerika gebaut worden. Die Bauart fand bei den amerikanischen Bahnen rasch Verbreitung, weil die Beschaffung von Bauholz für die hölzernen Wagen Schwierigkeiten machte. Daneben weisen die Ganzmetallwagen auch eine größere Widerstandsfähigkeit bei Unfällen und eine höhere Feuersicherheit auf; sie können in Reihen gebaut werden und sollen, wenn die Verbindungen gut genietet oder geschweißt sind, besser unterhalten werden können als die hölzernen Wagen. Dagegen fällt das Gewicht der Metallwagen, wenn sie nicht sehr sorgfältig entworfen werden, oft schwerer aus als bei entsprechenden Wagen aus Holz, man bekommt Schwierigkeiten mit der Bekämpfung des Rostes, der Wärmeschutz läßt sich nicht so wirksam durchführen; auch dröhnen die Wagen gern und ihre innere Ausstattung macht Schwierigkeiten, wenn man dazu ebenfalls Metall verwenden will.

Die bisher gebauten Metallwagen zeigen zwei grundsätzlich verschiedene Bauarten. Die eine besitzt ein besonderes Untergestell, das gewöhnlich aus einem Fischbauch-Mittelträger mit angesetzten Querträgern besteht, auf dem ein Wagenkasten mit leichtem Gerippe ruht. Diese Anordnung eignet sich vor allem für Mittelpufferkupplung. Sie gestattet, den Wagenkasten unabhängig vom Untergestell ganz den Bedürfnissen der Reisenden anzupassen, hat aber den Nachteil, daß das Wagengewicht hoch wird. Bei der zweiten Bauart wird das Kastengerippe zusammen mit dem Untergestell als Metallträger ausgebildet, so daß es zur Widerstandsfähigkeit des Wagens beiträgt. Wagen dieser Bauart bieten bei Zusammenstößen verhältnismäßig die größte Sicherheit, weil bei ihnen die Zerstörungen nicht auftreten können, die damit verbunden sind, wenn ein starres Untergestell in den weniger widerstandsfähigen Kasten des anstoßenden Wagens geschoben wird. Die erste Bauart mit besonderem Untergestell ist auf den nordamerikanischen Bahnen allgemein gebräuchlich und in Europa von der Internationalen Schlafwagen-Gesellschaft übernommen worden. Die zweite Bauart verwenden die deutschen, niederländischen, spanischen, japanischen und neuerdings auch die französischen Bahnen. Bei der Italienischen Staatsbahn, in England und bei der französischen Nord- und Ostbahn ist dabei der Wagenkasten nicht nur als Gitterträger, sondern als wirkliches Rohr mit Scheidewänden ausgebildet worden.

Die Zahl der bisher gebauten Ganzmetall-Personenwagen ist in den einzelnen Ländern noch recht verschieden, je nachdem dort die Vor- und Nachteile der Bauart gewertet werden. Doch beginnt sich neuerdings fast überall die Anschauung durchzusetzen, als ob der Bau von Metallwagen schon allein vom Standpunkt der Sicherheit aus vorzuziehen sei. Der Zahl nach sind in den wichtigsten Ländern vorhanden: in den Vereinigten Staaten 27000 Ganzmetallwagen, in Deutschland 10250, in Frankreich 3000, in Italien 1300, in Japan 650 und in dem beim Personenwagenbau sehr konservativen Großbritannien nur 600. Die Great Western Railway hat nach dem Bericht von Lemon nur einen Versuchswagen gebaut und dabei gefunden, daß dieser schwerer und teurer war als die Holzwagen. Andererseits haben die London, Midland and Scottish und die London and North Eastern Railway eine größere Zahl solcher Wagen im Betrieb. Der weitaus größte Teil der in Europa gebauten Ganzmetall-Personenwagen entfällt demnach auf Deutschland.

Als Baustoffe werden ebene, gebogene und gepreßte Bleche, Formeisen, Gußteile aus schmiedbarem Guß oder Stahlguß, Leichtmetall und für die Inneneinrichtung teilweise Holz verwendet. Die Formeisen sind leicht zu beschaffen und zu lagern, Preßteile erleichtern zwar den Bau, ihre Herstellung erfordert aber teure Werkzeuge. Schmiedbares Gußeisen, Gußteile aus Leichtmetall und Holz werden für die Innenausstattung verwandt, Stahlguß verwenden einzelne Bahnen für Kopfstücke, Querträger und ähnliche Teile. Auch Stahl von hoher Festigkeit ist schon verwendet worden, um das Gewicht der Wagen möglichst niedrig zu halten. Die Einzelteile werden durch Nieten — teilweise mit versenkten Außenköpfen, um ein besseres Aussehen und leichtere Außenreinigung der Wagen zu erzielen — oder durch Schweißung zusammengebaut. Zum Schutz gegen den Rost wird mitunter nichtrostender Stahl verwandt; dem Anstrich muß aus demselben Grund besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Bei der Innenausstattung ist Holz gefälliger und für die Berührung angenehmer. Es ist ein gutes Wärmeschutzmittel, dröhnt nicht und verhindert feuchte Niederschläge. Trotzdem neigen manche Bahnen auch hier zur Verwendung von Metall, teils um der Gefahr der Splitterwirkung bei Unfällen zu begegnen, teils weil der Zusammenbau der Metalleinrichtung mit dem Wagenkasten sich einfacher gestaltet. Derartige, innen mit Metall verkleidete Wagen können ganz befriedigend ausgestattet werden.

Das Ergebnis der Berichte und der anschließenden Aussprache wurde in einer Schlußfolgerung zusammengefaßt, in der vor allem darauf hingewiesen wurde, daß der Metallbau bei neuen Personenwagen vom Standpunkt der Sicherheit aus genügend gerechtfertigt sei. Zugleich wurden die wichtigsten Grundsätze für den Bau von Ganzmetall-Personenwagen nochmals hervorgehoben. Hinsichtlich der Herstellungs- und Unterhaltungskosten ließen sich noch keine Schlußfolgerungen ziehen, weil die Herstellungsverfahren noch zu verschieden und bei vielen Verwaltungen die Metallwagen erst kurze Zeit im Betrieb sind. Allgemein war man der Ansicht, daß noch viele Untersuchungen auf dem Gebiet des Metallwagenbaus erforderlich sein werden, sowohl hinsichtlich der Wahl des zweckmäßigsten Herstellungsverfahrens und der zu verwendenden Baustoffe, als auch hinsichtlich der Inneneinrichtung, des Wärme- und Rostschutzes, des Anstrichs usw.

## Triebwagen (Frage XX).

Über die Zweckmäßigkeit der Verwendung von Triebwagen und die Bauart von solchen wurde in gemeinsamer Sitzung der Abteilungen für Fahrzeuge und für Nebenbahnen besonders verhandelt. Daneben kam die Triebwagenfrage auch noch bei einigen anderen Verhandlungsgegenständen, so bei der Frage XII „Wirtschaftliche Betriebsführung in besonderen Fällen“ und bei der Frage XIX: „Elektrifizierung von Nebenbahnen“ ausgiebig zur Sprache.

Die Berichte — von Deutschland war ein solcher nicht besonders vorgelegt — befassen sich in der Hauptsache mit den Verbrennungstriebwagen. Diese werden in zwei Gruppen unterteilt: in leichte, zweiachsige mit Leistungen bis zu 100 PS, die meist Sechszylinder-Benzolmotoren und Getriebeübertragung nach Art der Straßenkraftwagen besitzen, und in schwere, vierachsige mit Leistungen von 180 bis 250 PS und einem Dienstgewicht von 25 bis 40 t. Die schweren Wagen besitzen vielfach Dieselmaschinen mit sechs bis acht Zylindern; sie haben elektrische

oder mechanische Kraftübertragung und können mit Geschwindigkeiten von 60 bis 65 km/h ein bis zwei Regelwagen als Anhänger mitführen. In Amerika geht das Streben nach noch höheren Leistungen. Man baut dort jetzt vielfach Wagen mit 300 bis 400 PS. Es ergeben sich dann Zuggewichte von etwa 150 t samt den Anhängern und es werden Geschwindigkeiten von über 100 km/h erreicht.

Von den Dampfwagen sind die vor 1914 auf verschiedenen Bahnnetzen in Dienst gestellten bereits verschwunden oder daran zu verschwinden. Sie haben nicht befriedigt. Es scheint, daß hier nur die Triebwagen der französischen Nordbahn und diejenigen der englischen Great Northern Railway eine Ausnahme machen. Jedoch sind diese in Wirklichkeit eine Art leichter Züge, die aus einem Triebteil und einem Wagenteil bestehen, die zwar unabhängig voneinander sind, aber so lange vereinigt bleiben, als nicht ein Teil davon zur Ausbesserung muß. Der Triebteil befindet sich entweder zwischen zwei Wagen (Nordbahn) oder am Ende einer Gruppe von einem bis vier Wagen (GNR). Es handelt sich hier also sozusagen um ein Mittelding zwischen einem eigentlichen Dampftriebwagen und einem leichten Zug mit besonderer, kleiner Dampflokomotive. Auf englischen, französischen, afrikanischen und amerikanischen Bahnen hat man übrigens in den letzten Jahren auch wieder eigentliche Dampftriebwagen, Bauart „Sentinel“ und „Clayton“, erscheinen sehen; die Wagen sind aber noch zu kurze Zeit im Betrieb, um über ihre Bewährung schon etwas sagen zu können.

Hinsichtlich des Brennstoffverbrauchs der verschiedenen Triebwagenbauarten gibt der amerikanische Bericht an, daß sich die Kosten dafür bei Verwendung von Dieselöl, Kohle oder Benzol wie 15:39:97 verhalten*).

In der Schlußfolgerung kam zum Ausdruck, daß erfahrungsgemäß die Verwendung von Triebwagen an Stelle von Zügen dort, wo sie möglich sei, sich auch wirtschaftlich gestalte. Noch größere Vorteile seien zu erwarten, sobald die Versuche abgeschlossen seien, die z. Z. mit billigeren Brennstoffen und anderen Kraftquellen, wie z. B. Akkumulatoren, im Gang sind. Darüber hinaus sei es auch erforderlich, daß die Baufirmen durch Vereinheitlichung der Wagenbauarten billiger liefern, weil die Beschaffungskosten für die Wagen vielfach noch zu hoch seien.

(Bericht über die bautechnischen Fragen folgt.)

*) Diese Zahlen lassen sich auf andere Länder wegen des stark verschiedenen Preisverhältnisses der Betriebsstoffe nicht übertragen.

# Buchbesprechungen.

**Strassner, Berechnung statisch unbestimmter Systeme,** Band I, 2. Auflage.

**Kleinlogel, Rahmenformeln,** 6. Auflage.

Wir tragen zu der im Heft 18 enthaltenen Besprechung dieser beiden im Verlag von Wilh. Ernst & Sohn, Berlin erschienenen Bücher noch den Preis nach:

Er ist für das Buch von Strassner geheftet 10 *RM*, gebunden 11,50 *RM*, für Kleinlogel geheftet 25 *RM*, gebunden 27 *RM*. Statt „Rechenformeln“ muß es in der zweiten Besprechung „Rahmenformeln“ heißen.

**Elektrische Bahnen.** Band XV der Siemens-Handbücher, bearbeitet von O. Höring, Regierungsbaumeister a. D. 515 Seiten mit 502 Abbildungen, neun Zahlentafeln, einer Karte und acht Tiefdruckbeilagen. Verlag Walter de Gruyter & Co. Berlin und Leipzig 1929. Preis geb. 12 *RM*.

Das Werk, entstanden durch die Zusammenarbeit einer Reihe von Fachleuten, behandelt in ausführlicher und sehr sachverständiger Weise die sämtlichen Bauarten von elektrischen Bahnen und der zu ihrem Betrieb erforderlichen Anlagen wie Kraftwerke, Unterwerke usw. Auch die Seilbahnen und die gleislosen elektrischen Bahnen mit Oberleitung sind aufgenommen.

Das Werk enthält naturgemäß in erster Linie die Erzeugnisse der Siemens-Schuckertwerke und der ihr nahestehenden Unternehmungen, es sind aber auch die Bauarten anderer Firmen mit herangezogen, soweit dies zur Erzielung der Vollständigkeit notwendig war.

Hervorzuheben ist die Objektivität, mit welcher die Verfasser den einzelnen, oft sehr umstrittenen Fragen — z. B. der Stromartenfrage — gegenüberstehen. Vorteilhaft geltend macht sich die klare, leicht verständliche Ausdrucksweise des Textes sowie die sorgfältige Wahl und zweckentsprechende Ausführung der zahlreichen Bilder.

Der Inhalt ist in zehn Hauptabschnitte unterteilt.

Teil I behandelt kurz die Ausdehnung des elektrischen Bahnbetriebes. Die Tatsache, daß es auf der ganzen Erde nur 3793 km elektrisch betriebene Fernbahnen gibt, läßt die große Entwicklungsmöglichkeit des elektrischen Bahnbetriebes deutlich erkennen. Teil II erörtert die Frage, unter welchen Umständen der elektrische Betrieb angebracht ist, in der Hauptsache für den Vollbahnbetrieb, da bei Straßen-, Stadt- und Vorortbahnen der Dampfbetrieb längst überholt ist. Der Teil III „Die verschiedenen Arten von elektrischen Bahnen“ zählt kurz die wesentlichsten Merkmale der einzelnen Bahnen: Straßenbahnen, Überlandbahnen, Stadtschnellbahnen usw. auf. Der umfangreiche Teil IV: „Grundlagen für den Entwurf elektrischer Bahnen“ gibt dem Ingenieur alle erforderlichen Unterlagen für den Entwurf neuer Bahnstrecken und deren Triebfahrzeuge an die Hand, Teil V der richtiger nach Teil VII folgen sollte — behandelt sehr eingehend die verschiedenen Fahrzeuge und deren hauptsächlichste Einzelteile. Im Gegensatz zum Teil IV, der in erheblichem Maß Berechnungsgrundlagen gibt, ist dieser Teil mehr beschreibend. Teil VI: „Stromerzeugung“ ist etwas kurz geraten, besonders der Abschnitt über die Dampfkraftwerke. Ausgedehnter behandelt ist der Abschnitt Unterwerke, der dem Teil „Stromerzeugung“ beigefügt ist. Besser würde er einen eigenen Teil bilden, da in den Unterwerken der Strom nicht erzeugt, sondern nur umgeformt wird. Teil VII behandelt sehr eingehend die Streckenausrüstung der verschiedenen Betriebsarten einschließlich der Speiseleitungen zwischen den Unterwerken und der eigentlichen Streckenausrüstung über bzw. neben den Geleisen. Teil VIII umfaßt die verschiedenen Arten von Industriebahnen: Abraum- und Sandtransportbahnen, Grubenbahnen, Hüttenbahnen usw. und zeigt den grundsätzlichen Aufbau der dort verwendeten Triebfahrzeuge. Teil IX gibt einen Überblick über den Aufbau und die Betriebseinrichtungen der Zahnrad- und Seilschwebebahnen sowie der gleislosen Bahnen. Teil X endlich behandelt die Betriebsführung.

Wie ersichtlich, ist der Inhalt außerordentlich vielseitig.

Aus diesem Grund wird das Buch jedem, der irgendwie auf dem Gebiet des elektrischen Bahnbetriebs tätig ist, oder sich in dieses Gebiet neu einarbeiten will, ein vollkommenes Hilfsmittel zur Festigung seiner Kenntnisse sein.

Der Preis des Buches ist in Anbetracht des umfangreichen, wertvollen Inhalts und der guten Ausführung bescheiden zu nennen. Dr. Ing. L. Schultheiß.

**„Der Einphasenbahnmotor“.** Kritik und Ersatz seines Vektordiagramms. Von Dr. Ing. Karl Töfflinger. Verlag v. Oldenbourg, München-Berlin, 1930. Preis geh. 4,20 *RM*.

Die übliche Vorausberechnung von Einphasenmotoren auf analytischem Weg legt allen zeitlichen Änderungen von Fluß, Strom und Spannung die klassische Sinuslinie zugrunde; denn nur durch Ersatz der ja in Wirklichkeit stark verzerrten Kurvenformen durch ihre erste Harmonische lassen sich einigermaßen übersichtliche Gleichungen und Vektorbilder erzielen. Töfflinger legt nun in Kritik dieser Berechnungsart dar, daß sie im Gebiet der höheren Eisensättigung, zu der ja die Baustoffwirtschaft besonders bei Bahnmotoren zwingt, zu günstige Rechnungsergebnisse liefert, bzw. die Ursachen der später im Betrieb auftretenden bekannten Schwierigkeiten verschleiert. Er entwickelt dagegen ein Verfahren, das von der Annahme eines sinusförmigen oder überhaupt irgend eines bestimmten Verlaufs sowohl des Motorstroms als auch der aufgedrückten Klemmenspannung völlig unabhängig ist. Aus den Kurven, die Töfflinger auf seine anschauliche Weise gewinnt, kann er deshalb besonders im Gebiet der hohen Anfahrstromstärken, viel genauere Schlüsse auf die Betriebseigenschaften eines entworfenen oder vorhandenen Motors ziehen, als dies aus den z. Z. gebräuchlichen angenäherten Sinuskurven und sym-

bolischen Vektorbildern möglich ist. Das bisher schon beobachtete Abweichen ausgeführter Motoren von ihrem rechnungsmäßig erwarteten Verhalten hinsichtlich größerer Effektivwerte, schlechteren Leistungsfaktors und steilerer Drehzahlkennlinien wird hier auch theoretisch bestätigt. Besonders die Kernfragen der Stromwendung und des Rundfeuers können durch die naturgetreue Vorausentwicklung der tatsächlichen verzerrten Betriebskurven schon beim Entwurf des Motors viel schärfer erfaßt werden. Der Verfasser gibt schließlich aus seiner neuen Rechenweise heraus zwanglose Erklärungen für in der Praxis bereits angewandte Notmaßnahmen, wie die Bürsten- und Rundfeuerbekämpfung durch Luftspaltvergrößerung usw. Im ganzen gibt die nur 50 Seiten starke, von 26 Abbildungen unterstützte Abhandlung ein abgeschlossenes Bild der wesentlichsten, analytisch nicht voll erfaßbaren und z. T. sehr unangenehmen Eigenschaften des Einphasenbahnmotors, sowie eines Berechnungsgangs, der diese viel deutlicher als die übliche vektorbildliche Darstellung erkennen läßt. Sch—l.

**Articulated Locomotives,** by Lionel Wiener, Professor at the University of Brussels. London, Constable & Company Ltd, 1930 (Gelenklokomotiven, von L. W., Professor an der Universität Brüssel). Preis geb. 42.— Schilling.

Das über 600 Seiten starke Buch behandelt in außerordentlich klarem Aufbau — nicht zeitlich, sondern nach Bauarten geordnet — wohl so ziemlich alle bisher gebauten oder auch nur entworfenen Arten von Gelenklokomotiven im weitesten Sinn des Wortes, d. h. alle Lokomotiven, die angetriebene Achsen mit irgend einer Art von gelenkiger Anordnung besitzen. Es werden dabei nicht nur die erfolgreichen, sondern auch solche Lokomotiven besprochen, die heute eigentlich nur noch wegen ihrer Absonderlichkeit geschichtlich bemerkenswert sind. Übrigens hat die Aufnahme scheinbar abwegiger Entwürfe doch auch noch aus einem anderen Grund eine gewisse Berechtigung: Man findet auch hier, wie so oft in der Technik, daß Bauformen, die zunächst versagt hatten, weil sie ihrer Zeit vorausgeeilt waren, später mit dem Fortschreiten der Technik wieder erfolgreich auf den Plan getreten sind. Als Beispiel dafür darf die Engerth'sche Kupplung der Achsen mittels Zahnrädern dienen, die neuerdings wieder öfters Verwendung findet.

Der Verfasser gliedert seinen Stoff nach Bauarten mit einem oder zwei angetriebenen Gestellen, mit einer oder zwei Zylindergruppen, nach der Art des Antriebs mittels Stangen, Zahnrädern, Ketten und ähnlichem, nach der Verwendung von Hilfsantriebsmaschinen mit dauerndem oder nur zeitweiligem Eingriff auf Lokomotiv- und Tenderachsen usw. Die Zahl der aufgeführten Lokomotivbauarten ist so groß, daß es an dieser Stelle unmöglich ist, auch nur die wichtigsten davon zu erwähnen. Besonderen Wert legt das Buch darauf, soweit als möglich auch über die Bewährung der einzelnen Lokomotiven und über die Verhältnisse, unter denen sie arbeiten, zu berichten.

Am meisten Verbreitung haben die Gelenklokomotiven in den englisch sprechenden Ländern gefunden, vor allem bei den vielen ungünstig angelegten Kolonialbahnen und in Amerika. Dies dürfte wohl auch der Grund dafür sein, daß der belgische Verfasser sein Buch in englischer Sprache hat erscheinen lassen. Für den deutschen Fachmann hat das Werk aus diesem Grund kein so unmittelbares Interesse. Auch empfindet es der deutsche Leser störend, daß dort, wo deutsche Ausdrücke, Namen von Fabriken und Bahnen, Hinweise auf Bücher und ähnliches erwähnt werden, sehr viele sprachliche Fehler zu finden sind, die wohl dem Übersetzer — aus dem Französischen ins Englische — zur Last fallen (so z. B. auf S. 257: Deutsch Reichsbahn, S. 275: Wurteimburg statt Württemberg, S. 276: Eisenbahn, Technik der Gegenwart statt Eisenbahntechnik d. G., S. 524: Zeitschrift des Verein Deutsche Ingenieur). Aber diese Schönheitsfehler sollten doch den deutschen Lokomotivfachmann nicht von der Durchsicht des Buches abhalten; vor allem der Konstrukteur und alle Freunde der Lokomotivgeschichte werden es mit Genuß lesen. R. D.

# Verschiedenes.

## Vereinheitlichung der Schmiermittelprüfverfahren.

Der Ausschuß 9 des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik hat unter Mitwirkung von Vertretern aus Kreisen der Erzeuger, Verbraucher und der Wissenschaft einheitliche Schmiermittelprüfverfahren aufgestellt. Es wurde beschlossen, diese Entwürfe nach öffentlicher Auflegung als Deutsche Normen anerkennen zu lassen. Die Fassung der Prüfverfahren dürfte den augenblicklichen Stand der Forschung und Technik wiedergeben und durch die Anerkennung der Fachgenossen, die im Ausschuß mitarbeiten, eine weitgehende Verbindlichkeit besitzen. Dies soll selbstverständlich nicht ausschließen, daß für besondere Betriebsverhältnisse im Einzelfalle neue oder abweichende Methoden ausgearbeitet und als maßgeblich zwischen den Parteien vereinbart werden.

Folgende Normen wurden vorgeschlagen:

Probeentnahme. Angaben über Entnahme von Schichtproben, Proben aus Schmierfetten, Probeentnahme während des Ausflusses und anderes mehr.

Toleranz. Die Vorschriften sollen nur Anwendung finden, wenn keine Vereinbarungen über Abweichungen zwischen Anforderung und Prüfungsergebnis getroffen wurden.

Spezifisches Gewicht. Das zu bestimmende Gewicht des Ölvolumens soll auf den luftleeren Raum bezogen werden.

Flammpunkt. Für die Untersuchungen ist die in Deutschland allgemein übliche und verbreitetste Form der Flammpunktprüfung mit offenem Tiegel herangezogen worden. Das Bestreben ging dahin, einen Apparat zu schaffen, der in allen baulichen Einzelheiten auf das genaueste festgelegt ist und bei vollständig eindeutiger Methode stets gut wiederholbare Ergebnisse liefert. Es wurde ein Flammpunktprüfer im Anschluß an die Vorschläge von Professor Schlüter durchgebildet, der hinsichtlich der Meßgenauigkeit und der Leichtigkeit der Handhabung berechtigten Wünschen entsprechen dürfte.

Fließ- und Tropfpunkt. Als Prüfgerät wurde der bewährte Tropfpunktapparat nach Ubbellohde gewählt, dessen Abmessungen genauer festgelegt wurden.

Zähigkeit (Viskosität). Als Prüfgerät kommt für Deutschland in erster Linie das Engler-Viskosimeter in Frage. Von der Physikalischen-Technischen Reichsanstalt wurde der Zusammenhang zwischen Engler-Graden und absoluter Zähigkeit festgelegt, so daß der Prüfvorschrift eine Zahlentafel zur Umrechnung von Engler-Graden in kinematische Zähigkeit beigefügt werden konnte. Das Viskosimeter von Vogel-Ossag, das die Zähigkeit in absolutem Maße zu bestimmen gestattet, wurde zur Prüfung zugelassen.

Wassergehalt. Zur Bestimmung wurde die Xylolmethode benutzt.

Asche. Die Asche soll nach dem Glühen in die entsprechenden Sulfate übergeführt werden, weil sich hierbei wesentlich genauere Konstantwerte erzielen lassen.

Neutralisationszahl. Hierbei hat sich der Erlenmeyer-Kolben mit seitlichem Ansatz nach Dr. Baader allgemein als ausgezeichnetes Hilfsmittel zur Erkennung des Farbenumschlages bewährt.

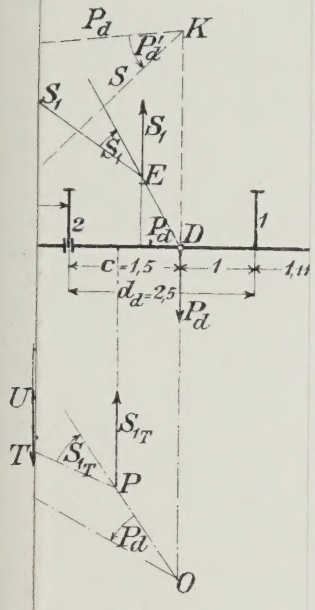
Verseifungszahl. Bei kleinen Mengen wurde das Verfahren von Spitz und Hönig vorgeschlagen, im allgemeinen genügt es, die Verseifungszahl direkt zu ermitteln.

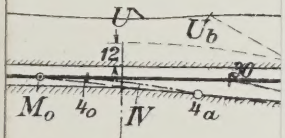
Hartasphalt. Aus praktischen Erwägungen wurde die bisherige Methode beibehalten, weil der Begriff „in Benzin unlöslicher Asphalt" in Handel und Industrie so geläufig ist, daß eine andere Methode nur eine große Verwirrung zur Folge hätte.

Die Vorschläge sind zusammengefaßt in der vom Beuth-Verlag herausgegebenen Schrift Nr. 80 des Deutschen Verbandes für die Materialprüfungen der Technik: „Die Prüfung der Schmiermittel" (Bericht des Ausschusses 9 über einheitliche Prüfverfahren). Fl.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

Ors in Gleisbögen.




i. Maßstab 1: 1600
i. Maßstab 1: 80
i. Maßstab 1: 4

Abb. 1.

# Zum Aufsatz: Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.



Abb. 2.

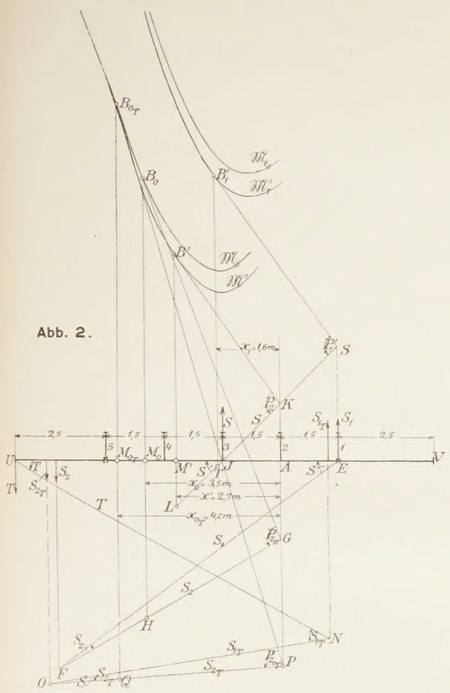


Abb. 3.

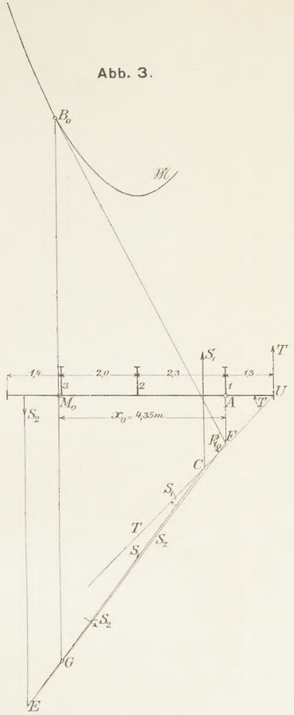


Abb. 4.

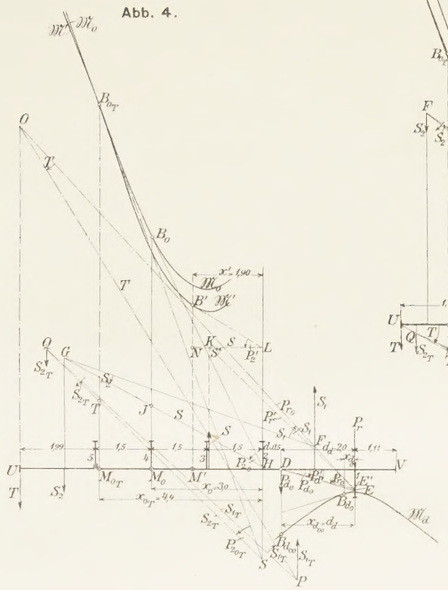


Abb. 6.

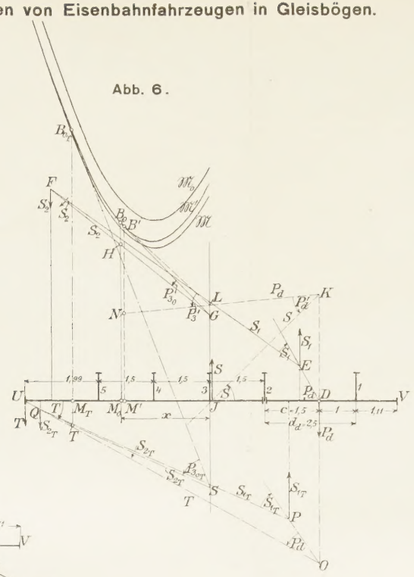


Abb. 8.

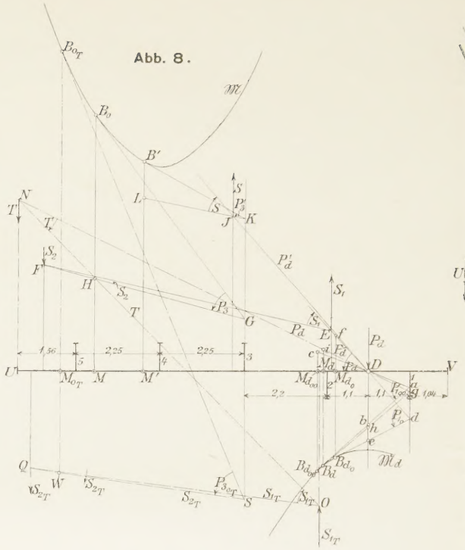
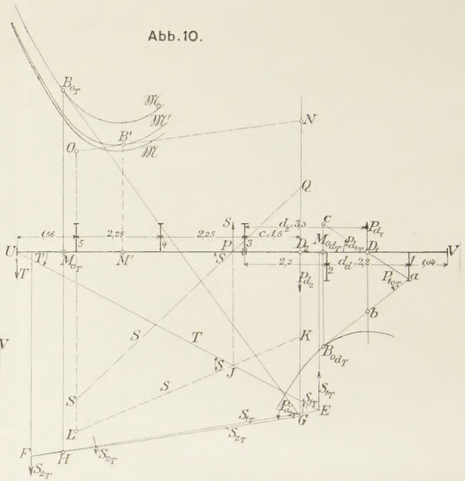


Abb. 10.



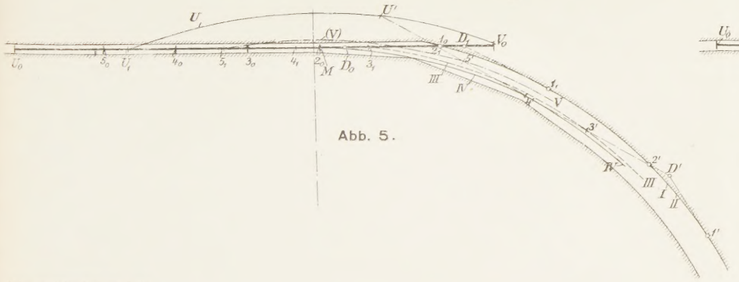


Abb. 5.

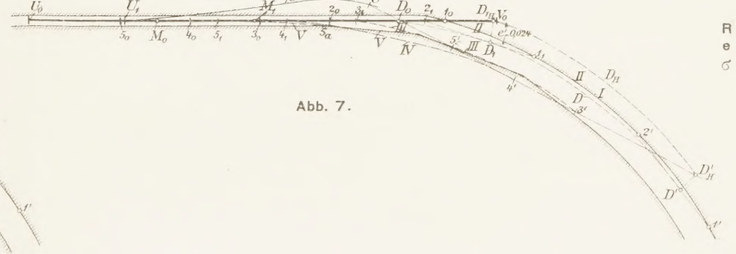
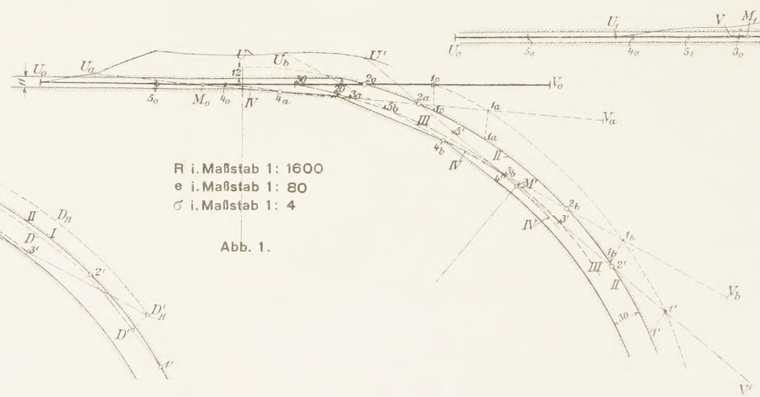


Abb. 7.



R i. Maßstab 1: 1600
e i. Maßstab 1: 80
σ i. Maßstab 1: 4

Abb. 1.

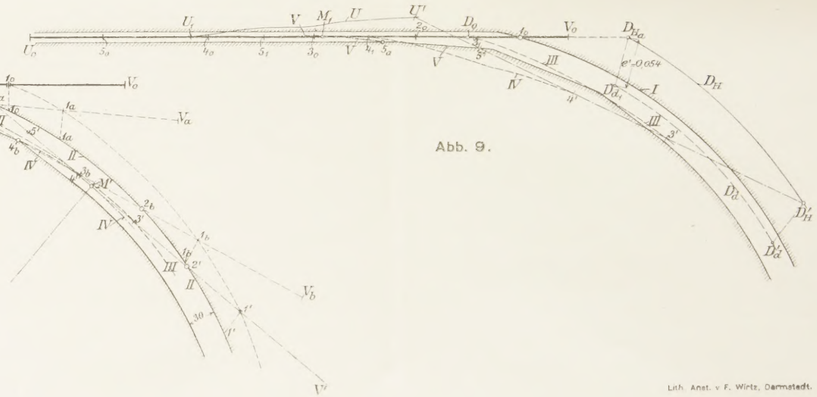


Abb. 9.

Verlag von Julius Springer, Berlin

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** | **15. November 1930** | **Heft 22**


## Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.


Von Prof. Dr. Ing. **Heumann,** Aachen.


(Fortsetzung).

Hierzu Tafel 29.

*4. Voranlaufendes amerikanisches Laufdrehgestell.*

Wird ein Fahrzeug durch ein voranlaufendes amerikanisches zweiachsiges Laufdrehgestell geführt, dessen mitten zwischen den Drehgestellachsen gelegener Drehzapfen seitlich fest mit dem Hauptgestell verbunden ist, so nimmt die erste Drehgestellachse, sobald sie sich an die Außenschiene anlegt, zwar in D das Hauptgestell zwangläufig mit, ist aber dennoch ebenso wie beim Helmholtz-Gestell, mit dem Hauptgestell nur kraftschlüssig verbunden, weil die zweite Drehgestellachse unter hohem Zapfenrückdruck $-P_d$ nach außen ausweichen, als Rutschkupplung wirken, kann. Achse 2 verhält sich von vornherein etwas anders wie beim Helmholtz-Gestell, weil sie durch den Drehgestellrahmen gedreht und damit das Quergleiten eingeleitet wird. Nach Maßgabe dieses Ausweichens nimmt Achse 1 in D das Hauptgestell tatsächlich mit, erteilt ihm hier eine reduzierte Zentripetalbeschleunigung $b_H$ und erfährt von ihm eine seiner reduzierten Masse $M_r$ und $b_H$ entsprechende Massenrückwirkung. Ganz allgemein (s. Abb. 19) dreht sich das Drehgestell von dem Augenblick an, in dem sich seine Achse 1 an die Außenschiene anlegt, winkelbeschleunigt um seinen Pol $O_d$, mit der Zentripetalbeschleunigung $b=\frac{v^2}{R}$ seiner Vorderachse, beschleunigt das Hauptgestell in D mit $b_H=b\,\frac{y_d-\frac{d_d}{2}}{y_d}$ und erfährt hier einen entsprechenden Massenrückdruck, während die Gleitdrehung des Drehgestells um seinen Reibungsmittelpunkt $M_d$ geschieht.

$M_d$ rückt mit wachsendem Zapfenrückdruck $-P_d$ nach vorn, mit ihm $O_d$, das im Augenblick des Anlegens von Achse 1 mit $M_d$ zusammenfällt. $O_d$ kann höchstens bis zum Punkte D vorrücken, denn bei dieser Lage wird das Hauptgestell gar nicht mehr vom Drehgestell aus winkelbeschleunigt, ist $b_H=0$, so groß auch b sein mag, weicht Achse 2 ebensoviel nach außen aus, wie Achse 1 nach innen durch die Außenschiene abgelenkt wird. Der Lage von $O_d$ und $M_d$ in D im Augenblick des Anlegens von Achse 1 gehört daher der größte Zapfenrückdruck $-P_{dmax}$ und damit auch das größtmögliche $b_{Hmax}$ zu. Wir erhalten somit, mit $x_d=\frac{d_d}{2}$, durch Ansetzen der Momentengleichung um D, in Einheiten f. Q:

$$P_{100max}=4\,\frac{Q_1}{Q}\cdot\frac{\sqrt{\frac{d_d^2}{4}+s^2}}{\frac{d_d}{2}} \quad \ldots\ldots 10).$$

Im allgemeinen ist $P_{100}$ erheblich kleiner, es stellt sich $b_H$, sein allgemeiner Ausdruck $b\cdot\frac{y_d-\frac{d_d}{2}}{y_d}$, der im Augenblick des Anlegens von 1: $b\cdot\frac{x_d-\frac{d_d}{2}}{x_d}$ heißt, erkennen läßt, immer selbsttätig so ein, daß $P_d$ und damit $P_{100}$ erheblich schwächer zunehmen als b, indem Achse 2 um so mehr nach außen ausweicht, je größer b ist. In Abb. 20 links sind die für verschiedene $x_d$ nach dem Minimumverfahren ermittelten $P_d$ und $P_{100}$ sowie $\frac{b_H}{b}$ für den Augenblick des Anlegens von Achse 1 über $x_d$ aufgetragen mit den Daten: $\frac{Q_1}{Q}=0{,}8$ und $\frac{d_d}{s}=\frac{2{,}2}{0{,}75}$, rechts daneben $P_d$ und $P_{100}$ über dem zugehörigen $M_r.b$. $M_r.b$ und $P_d$ stehen in folgender Beziehung zueinander:

$$P_d=P_d'+b\,.\,M_r\,.\,\frac{b_H}{b} \quad\text{oder}\quad b\,.\,M_r=\frac{P_d-P_d'}{\frac{b_H}{b}} \quad \ldots 11),$$

worin $P_d'$ den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells bedeutet. Jedem $P'_d$ gehört ein anderes $P_d$ zu; in Abb. 20 sind $P'_d=1$, 1,5, 2,0 eingesetzt. Die Darstellung zeigt deutlich die günstige Selbsteinstellung des Systems; $P_d$ und $P_{100}$ nehmen sehr viel schwächer als $M_r.b$ oder, da $M_r$ ziemlich konstant nach $x_d$ ist, als b.

$b.M_r$ ist in Einheiten f. Q aufgetragen und hat bei $b=0{,}5$ m/sec² die Größenordnung von etwa 1.

Im weiteren Verlauf des Einfahrens schiebt sich der Pol $O_d$ des Drehgestells schnell, der Pol O des Hauptgestells etwas langsamer nach hinten ins Unendliche, daher nehmen $b_H$ und die zugehörige Massenrückwirkung des Hauptgestells allmählich ihre Werte des Beharrungszustandes an, d. h. $b_H$ den größeren Wert b, während die Massenrückwirkung des Hauptgestells, bis $O_d$ ins Unendliche gelangt ist, ebenfalls zu —, dann, bis O ins Unendliche gelangt ist, wieder etwas abnimmt. Punkt D beschreibt keinen Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C, sondern einen Übergangsbogen, dessen Halbmesser allmählich von ∞ auf R abnimmt.

Wir haben also eine sehr günstige ganz selbsttätige allmähliche Einführung des Fahrzeugs in den Bogen, ohne weiteren Ruck nach dem nur kleinen beim Anlegen von Achse 1. Das ist der Grund, warum sich ein solches vorderes Drehgestell besonders gut zur Führung schnellfahrender Fahrzeuge in Bögen eignet.

Die Gefahr des Innenanlaufs von Achse 3, der vermieden werden muß, weil er auch bei kleinem v mit starker Anlauferscheinung, großem $Y_0$, erfolgen, $Y_1$ stark erhöhen und einen heftigen Ruck in das Hauptgestell bringen kann, ist allerdings bei Regelspurkränzen dieser Achse auch hier sehr groß; es sind deshalb ihre Spurkränze zu schwächen oder sie ist seitenverschieblich anzuordnen; dies ist hier zulässig, weil die Achse zur Führung des Hauptgestells von außen nicht herangezogen wird. Bei fünf- und mehrachsiger Anordnung hat außer der dritten noch die vierte Achse starke Neigung zum Innenanlauf, der ebenfalls durch Schwächung der Spurkränze oder Seitenverschieblichkeit vermieden werden muß. Es führt dann allein vorne außen Achse 1, außerdem unter Umständen noch hinten innen die letzte Achse, trotzdem steigt $Y_1$ infolge der Anschmiegung des Drehgestells an die Bahnkrümmung im weiteren Verlauf des Einfahrens im allgemeinen

nicht bedenklich hoch an. Hier kann die oben aufgestellte Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, erfüllt werden.

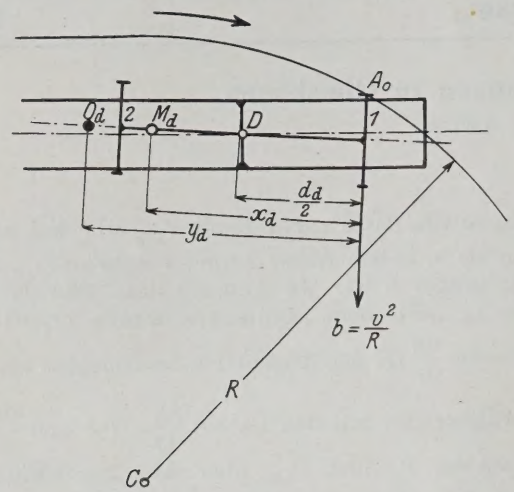



Abb. 19.

Bei großen Baulängen kann die Verschiebung der Achse 3, wenn diese seitlich fest im Hauptgestell ist, gegenüber dem Gleis so groß werden, daß eine sichere Auflage der schon spurkranzlosen Räder auf den Schienen nicht mehr erreicht wird; dann und wenn man Bedenken trägt, beide Achsen 3 und 4 ganz spurkranzlos oder mit stark geschwächten Spurkränzen oder stark seitenverschieblich auszuführen, und Achse 1 vorne außen allein führen zu lassen, ist zur Vermeidung dieser Anstände die Verbindung zwischen Drehgestell und Hauptgestell in Punkt D wieder kra schlüssig mit einer die Zapfenrichtkraft $P_d$ liefernden Rü stellvorrichtung herzustellen. Man kann hierdurch auf dem erreichen, daß die Achse 1 sich noch sanfter außen anl als bei seitlich festem Zapfen; denn wie beim Helmho Gestell tritt jetzt im Augenblick dieses Anlegens an die St der zwar begrenzten Massenrückwirkung des Hauptgest eine hiervon ganz unabhängige Rückstellkraft $P_d$, die Federrückstellung als $S_0$ sehr klein gehalten werden ka Beim weiteren Einfahren bewegt sich bei Federrückstellung auf einem Übergangsbogen, dessen Halbmesser sich schne als bei seitlich fester Verbindung auf R verkleinert; und mit dem Hauptgestell zunächst geradeaus, bis der Ausschlag des Punktes D so groß geworden ist, daß $P_d$ den statisch Schwenkwiderstand des Hauptgestells überwindet. Von an beginnt dies schwingend allmählich einzuschwenken. großem b und in engen Bögen wird die Schwingung ab brochen durch Anlegen der ersten im Hauptgestell seitl festen Achse, zweckmäßig Achse 3, oder Erschöpfung Zapfenspiels $e_d$. Auch hier ist aus baulichen und den gleich Gründen wie oben im allgemeinen Abbruch durch Erschöpfu des seitlichen Zapfenspiels vorzuziehen; das Anlegen Achse 3 geschieht mit sehr großem Überhang, also großem und unmerklich verringertem Anlaufwinkel; der zu dämpfen reduzierte und nach oben begrenzte, Stoß bei Zusamm treffen in D trifft Achse 1 bereits anliegend, also nicht kritischen Augenblick. Im allgemeinen wird $Y_1$ bei alleini Führung durch Achse 1 nicht zu hoch. Natürlich gilt das

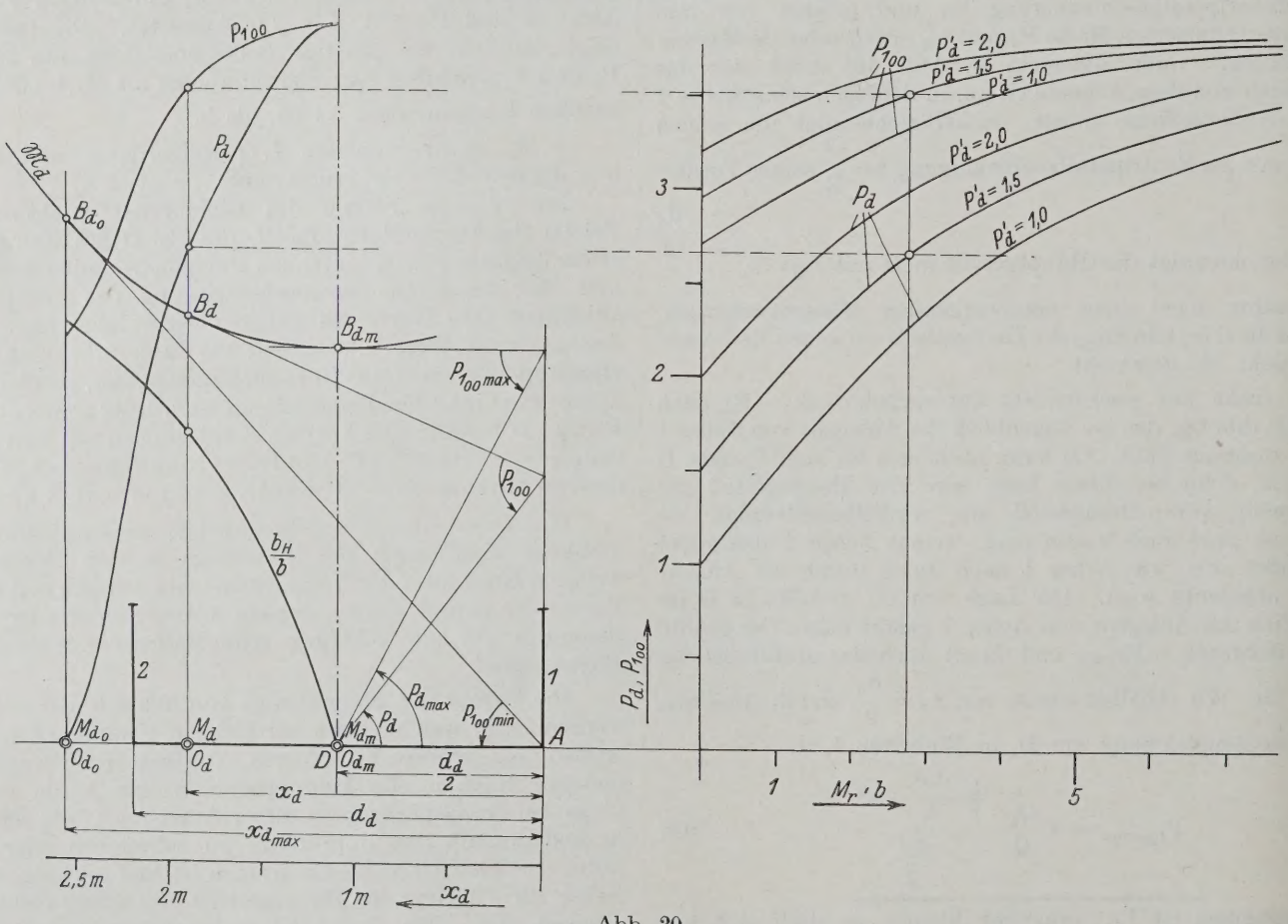



Abb. 20.

für großes b und enge Bögen. Die oben genannten Forderung und Rücksichten verlangen schon ein so großes seitlich Zapfenspiel, daß in flachen Bögen bei großem b die Schwi bewegung stets durch Anlegen von Achse 3 abgebrochen wi Wegen Heranziehung der Achse 3 zur Führung von auf

ist hier die Forderung, daß nur seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbundene Radsätze führen sollen, nicht erfüllt.

Bei einer Rückstellvorrichtung mit konstantem $P_d$ tritt dieser Außenanlauf von Achse 3 mit starker Anlauferscheinung und heftigem Ruck bei jedem R auf, unter Geradeauslaufen des Hauptgestells, also mit völlig unvermindertem Anlaufwinkel.

Zu bemessen ist die Federrückstellvorrichtung sinngemäß nach den gleichen Gesichtspunkten wie die Mittelstellvorrichtung bei der Schwenkachse. Wie beim Helmholtz-Gestell kann auch hier $S_0$ größer als bei der Schwenkachse genommen werden, weil es nur z. T. auf die anlaufende Achse 1 entfällt. Innenanlauf der seitlich festen und zweckmäßig mit Regelspurkränzen zu versehenden, weil zur Führung herangezogenen, Achse 3 muß bei Federrückstellung möglichst vermieden werden; das erfordert aber bei großen Radständen, wie sie bei Schnellzuglokomotiven vorliegen, so kleines p, daß in flachen Bögen $P_d$ nur klein wird und die Achse 3 bei deren Anlegen nur wenig entlastet. So kann großes p mit Innenanlauf von 3 u. U. angebracht sein. Die Abhängigkeit des $P_d$ von R kann hier so ungünstig werden, daß eine Rückstellvorrichtung mit konstantem $P_d$, ohne die Mängel der Keilflächenanordnung, zweckmäßiger sein kann als eine Federstellvorrichtung. Ein Innenanlauf der Achse 3 ist dann nicht ganz so ungünstig wie bei Federrückstellung, weil $P_d$ dabei nicht zunehmen kann. Genaueres darüber im Zahlenbeispiel.

### 5. *Voranlaufendes Lotter-Gestell.*

Beim Lotter-Drehgestell ist die Laufachse des Helmholtz-Gestells durch ein in seinem Drehpunkt $D_1$ frei schwenkbar in das Vorderende der Deichsel angeschlossenes amerikanisches Drehgestell ersetzt, s. Abb. 21. Hier wirken also die Achsen 2 und 3 als Rutschkupplungen. Ist Drehzapfen $D_1$ gegenüber dem Drehgestell, $D_2$ gegenüber dem Hauptrahmen seitlich starr gelagert, so wird bei Zentripetalbeschleunigung der Achse 1 um b auf das Hauptgestell in $D_2$ zwangläufig übertragen die Zentripetalbeschleunigung:

$$b_H = b \cdot \frac{y_1 - d_1/2}{y_1} \cdot \frac{y_2 - d_2 + c}{y_2},$$

also im Augenblick des Anlegens von Achse 1 an die Außenschiene, mit $y_1 = x_{d_1}$, $y_2 = x_{d_2} = d_2$, unter der stets erfüllten Voraussetzung, daß Achse 3 nicht ausweicht:

$$b_H = b \frac{x_{d_1} - d_1/2}{x_{d_1}} \frac{c}{d_2} \quad \ldots \ldots 12);$$

es wird also b und in gleichem Maße die Massenwirkung stark reduziert. Da im weiteren Verlauf des Einfahrens $y_1$ und $y_2$ zunehmen, $y_1$ stark, $y_2$ äußerst wenig, so wächst $b_H$ solange, bis Achse 3, die erst etwas nach außen ausweicht, dann leicht nach innen einschwenkt, sich außen anlegt. Dies geschieht mit großem Überhang, großem $M_r$, und unmerklich verkleinertem $\alpha_0$. Im Augenblick dieses Anlaufbeginns springt $y_2$ auf $\infty$, $b_H$ auf b oder, wenn $O_{d_1}$ noch nicht ins Unendliche gelangt ist, auf einen diesem naheliegenden Wert, um diesen dann im weiteren Verlauf bald zu erreichen; das Entsprechende gilt für den Massenrückdruck, der sich jetzt auf die zwei Achsen 1 und 3 verteilt. Es tritt eine starke Anlauferscheinung auf; das Hauptgestell erfährt einen kräftigen Ruck, und $Y_{3_0}$ kann recht groß werden, begrenzt durch die Möglichkeit des Ausweichens von Achse 2. Dieser Sprung und Ruck ist um so geringer, je weiter in diesem Augenblick $O_{d_1}$ und $O_{d_2}$ schon nach hinten gerückt sind, also im allgemeinen, je größer der Abstand zwischen Achse 3 und 1 ist. Achse 1 legt sich hier wegen der größeren Übersetzung sanfter als beim amerikanischen Drehgestell an die Außenschiene an. Der Sprung der Massenwirkung bei Anlaufbeginn von Achse 3 ist hier nicht notwendig kleiner als der entsprechende beim Helmholtz-Gestell, weil die Führung von $D_1$ auf einem Übergangsbogen im Sinne einer Vergrößerung wirkt. Die Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, kann hier zwar erfüllt werden, aber in bezug auf Achse 3 nicht so gut wie in bezug auf Achse 1 beim amerikanischen Drehgestell wegen verschiedener Übersetzung, $Y_{3_0}$ kann recht hoch werden.

Etwas sanfter läßt sich auch hier das Einfahren gestalten durch seitlich gegen eine Federrückstellvorrichtung verschiebliche Lagerung des Drehzapfens $D_2$. Abgesehen von der Sondermassenwirkung des Drehgestells, die hier nicht mehr ganz klein ist, ist der Führungsdruck $Y_{1_{00}}$, mit dem sich Achse 1 außen anlegt, dann wieder ganz unabhängig von b und $M_r$, nur durch einen Teil von $S_0$ erhöht. Im übrigen ist die Führung eines solchen Fahrzeugs beim Einfahren grundsätzlich anders wie bei den bisher besprochenen Anordnungen mit Mittel- oder Rückstellvorrichtung. Während bei diesen im allgemeinen eine vordere, meist und zweckmäßig die erste hinter dem Drehgestell liegende Achse des Hauptgestells als seitlich fest und regelspurig zur Führung desselben von außen herangezogen wird, nur in engen Bögen nicht mitwirkt, darf hier keine der im Hauptgestell festen Achsen beim Einfahren aus der Geraden zum Außenanlauf kommen, d. h. zur Außenführung des Hauptgestells herangezogen werden, wenigstens nicht, wenn die außen anlaufende

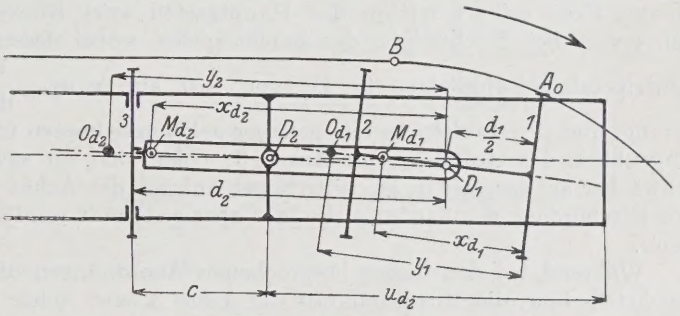



Abb. 21.

Achse zentripetal mit $b_{max}$ beschleunigt wird; denn diese Achsen liegen entweder so dicht vor dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells M und haben dann einen so großen Überhang, daß sie mit gefährlich großem $Y_0$ sich anlegen würden, oder sie liegen gar hinter M und würden dann mit sehr großem $Y_0$ das Fahrzeug sogar zunächst dem Bogenlauf entgegen herumschwenken. Die Gefahr des Außenanlaufs einer solchen Achse (4,5 oder 6) mit $b_{max}$ ist am größten im flachsten noch mit $b_{max}$ durchfahrenen Bogen vom Halbmesser R'. Wir müssen daher das Seitenspiel $e_2$ von $D_2$ so klein halten, daß das Hauptgestell nach Erschöpfung dieses Spieles bei $D_2$ vom Drehgestell mitgenommen wird, bevor die feste Achse (4,5 oder 6) beim Einfahren in einen Bogen vom Halbmesser $< R'$ sich geradeauslaufend außen anlegen kann. Diese Mitnahme geschieht mit Stoß, weil im Augenblick des Zusammentreffens das abgelenkte Drehgestell in Punkt $D_2$ bereits eine gewisse Schwenkgeschwindigkeit besitzt, das geradeauslaufende Hauptgestell dagegen noch nicht; und während dieses bis zum Zusammentreffen in $D_2$ die Zentripetalbeschleunigung 0 hatte, wird ihm hier an einem Punkte mit großem Überhang $u_{d_2}$ jetzt plötzlich nach dem Stoß entweder

$$b_H = \sim b \cdot \frac{x_{d_1} - d_1/2}{x_{d_1}} \cdot \frac{c}{d_2}$$

oder sogar b aufgezwungen, jenes, wenn Achse 3 sich noch nicht, dieses, wenn sie sich bereits angelegt hatte. Es erfährt daher das Hauptgestell im Augenblick des Zusammentreffens in $D_2$ einen merklichen Ruck und übt auf die Achsen 1, 2, 3 eine entsprechende Massenrückwirkung aus. Der Stoß kann

aber wie gesagt, etwa durch Einbau eines Flüssigkeitspuffers, gedämpft werden.

Ist Achse 3 zum Außenanlauf gekommen vor Erschöpfung des Spiels von $D_2$, also vor diesem Zusammentreffen, und das ist in flachen Bögen der Fall, so legt sie sich an ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells, erfährt diese erst eine Weile, nachdem sie sich angelegt hat, und sie legt sich wegen des großen R mit kleinem $\alpha$ an, also fast ganz ohne Anlauferscheinung. Das Hauptgestell erfährt dann keinen weiteren Ruck außer demjenigen beim Zusammentreffen in $D_2$, bei dem seine Zentripetalgeschwindigkeit in diesem Punkte von $\sim 0$ auf $v \cdot \alpha_{D_2}$ und seine Zentripetalbeschleunigung von $\sim 0$ entsprechend dem Stoß sprang und dann den Wert b annahm; dieser Stoß kann wie gesagt, gedämpft werden. Ist aber das Spiel schon erschöpft, bevor Achse 3 zum Außenanlauf kommt, so erfährt diese beim Anlegen eine Massenrückwirkung vom Hauptgestell, dessen Zentripetalgeschwindigkeit in Punkt $D_2$ in diesem Augenblick plötzlich von $\sim v \cdot \alpha_{D_1} \cdot \frac{c}{d_d}$ auf $v \cdot \alpha_{D_2}$ springt, und dessen Zentripetalbeschleunigung von $\sim b \cdot \frac{c}{d_d}$ aus entsprechend diesem Stoß springt, um dann den Wert b anzunehmen, bei verhältnismäßig großem Anlaufwinkel, weil dieser Fall in engen Bögen auftritt. Die „Anlauferscheinung" kann also ziemlich stark sein und $Y_{3_0}$ merklich erhöhen. In diesem Falle erfährt mithin das Hauptgestell zwei Rucke, den ersten bei Erschöpfung des Zapfenspieles, wobei dessen Zentripetalgeschwindigkeit in $D_2$ von $\sim 0$ auf $v \cdot \alpha_{D_{1_0}} \cdot \frac{c}{d_d}$ sprang, und den zweiten bereits genauer gekennzeichneten im Augenblick des Anlegens von Achse 3; beide sind an sich schwächer als der, der in $D_2$ auftritt bei Anlegen der Achse 3 vor Erschöpfung des Zapfenspieles, der aber gedämpft werden kann.

Während bei den bisher besprochenen Anordnungen die Rückstell- bzw. die Mittelstellkraft die Achse 3 bzw. Achse 2 entlastete, also beim Anlegen dieser Achsen möglichst groß sein sollte, belastet sie hier die Achse 3; und im Gegensatz zu jenen tritt hier ungünstigerweise der schon ohne Berücksichtigung der Anlauferscheinung größte Führungsdruck $Y_{3_0}$ zusammen mit dem größten Anlaufwinkel, also der stärksten Anlauferscheinung, auf.

Das zulässige Seitenspiel $e_2'$ des Zapfens $D_2$ bestimmt sich daher auf folgende Weise. Es bezeichne: R' denjenigen größten Bogenhalbmesser, der noch mit der größten Zentripetalbeschleunigung $b_{max}$ befahren wird, n die erste seitlich feste und regelspurige Achse des Hauptgestells, dann ist nach Abb. 22 für den Augenblick, in dem sich Achse n gerade außen anlegt:

$$u = \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'}, \quad v = u \cdot \frac{c}{d_2} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'}, \text{ also}$$

$$v = \frac{c}{d_2} \cdot \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'},$$

weiter nach Abb. 22

$$e_2' - v + f = \frac{(d_n + z_m)^2}{2R'} \text{ mit } z_m = \sqrt{2R' \cdot f};$$

mithin muß sein

$$e_2' \leq \frac{(d_n + \sqrt{2R'f})^2}{2R'} + \frac{c}{d_2} \cdot \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'} - f \quad \ldots 13).$$

Das zulässige Höchstmaß des Spiels wächst also quadratisch mit $d_n$; man sollte demnach $d_n$ so groß wie möglich machen, die erste seitlich feste und regelspurige Achse des Hauptgestells möglichst weit zurück legen.

Weiter besteht zwischen demjenigen $R = R''$, bei dem Erschöpfung von $e_2'$ und Außenanlegen von Achse 3 vom Geradeauszulauf aus zusammenfallen, nach Gl. 10a) meiner Arbeit von 1928 und der Abb. 23 die Beziehung:

$$e_2' = 2c\sqrt{\frac{f}{2R''}} + \frac{c}{d_2} \cdot \frac{d_2^2 + x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R''} \quad \ldots 14a$$

oder, wenn man $\frac{c}{d_2}(d_2^2 + x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4)$ mit A bezeichnet

$$R'' = \frac{2c^2 \cdot f + e_2' \cdot A}{2e_2'^2} + \sqrt{\left(\frac{2c^2 \cdot f + e_2' \cdot A}{2e_2'^2}\right)^2 - \frac{A^2}{4e_2'^2}} \quad \ldots 14$$

Bei größerem R legt sich Achse 3 an vor Erschöpfung von $e_2'$, bei kleinerem danach.

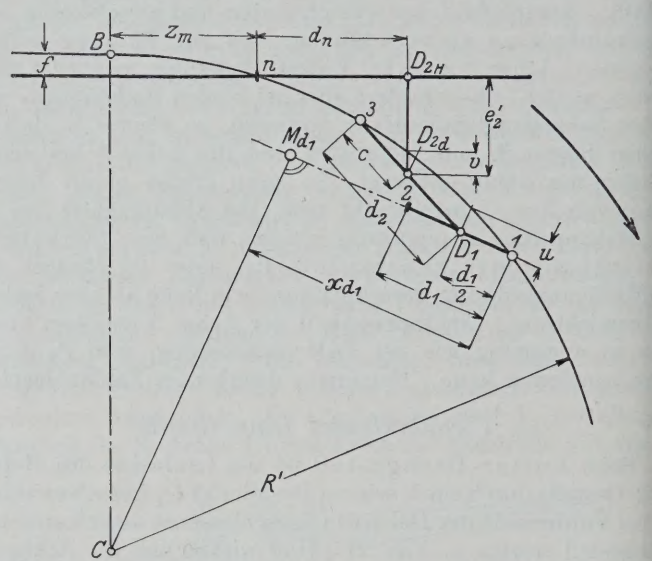



Abb. 22.

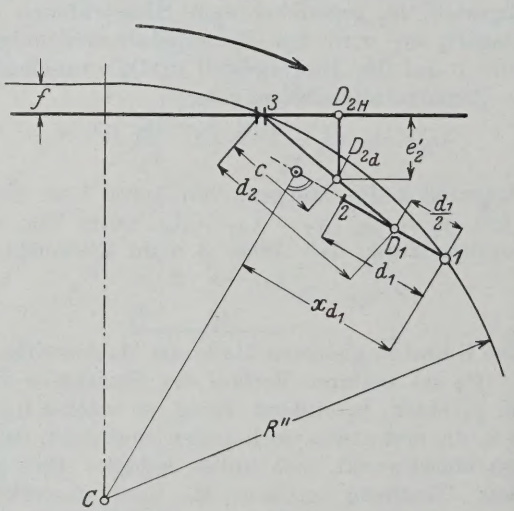



Abb. 23.

Infolge der notwendigen starken Beschränkung de Seitenspiels $e_2$ tritt bei dieser Anordnung abweichend vo der mit voranlaufendem Helmholtz-Gestell mit seitenver schieblichem Drehzapfen erstens stets ein Stoß und Ruc auf bei Zusammentreffen von Drehgestell und Hauptgestel und werden zweitens der Massenrückdruck, das Anlegen de Kuppelachse, hier der Achse 3, mit starker Anlauferscheinun und der damit verbundene Ruck im Hauptgestell nur i flachen Bögen vermieden, legt sich in engeren diese Achs hart an; demgegenüber fällt das Außenanlaufen des Haupt gestells und der damit verbundene Ruck wenigstens in engere Bögen, die mit großem b durchfahren werden, fort. Trotz de ungünstigen Anlaufverhältnisse der Kuppelachse des Gestell läßt sich durch die stärkere Übersetzung zwischen $D_2$ und de

stets anlaufenden Achsen 1 und 3 eine geringe Höhe und ein günstiges Verhältnis ihrer kritischen Führungsdrücke zueinander erreichen. $D_2$ hat hier einen größeren Überhang als die entsprechenden Punkte der vorher besprochenen Anordnungen. Die Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, ist hier in bezug auf Achse 1 und auf Achse 3 erfüllt, letzteres im Gegensatz zur Anordnung mit kraftschlüssig angeschlossenem vorderem Helmholtz- oder amerikanischen Drehgestell, aber in bezug auf Achse 3 nicht so gut, wie in bezug auf Achse 1 beim nicht seitenverschieblichen amerikanischen Gestell, aus dem gleichen Grunde wie oben; in bezug auf Achse n ist die Forderung nicht erfüllt.

Die Federstellkraft $P_d$ ist nach ganz anderen Gesichtspunkten zu bemessen wie bei den bisher betrachteten Achsanordnungen. Sie soll bei Erschöpfung des Seitenspiels $e_2$ möglichst etwas größer als zum Überwinden des statischen Schwenkwiderstandes des Hauptgestells erforderlich sein, damit wenigstens bei langsamer Fahrt erstens beim Einfahren in Bögen vom Halbmesser gleich oder kleiner R′ das Hauptgestell noch kraftschlüssig und weich durch $P_d$ und nicht fast zwangschlüssig und hart durch das Drehgestell geführt wird und zweitens das Hauptgestell erst beim Einfahren in ganz flache Bögen, deren Halbmesser erheblich größer als R′ ist, zum Außenanlauf kommt. $S_0$ kann wegen der großen Übersetzung hoch genommen werden. Rücksicht auf Innenanlauf von Achse 3 ist nicht zu nehmen, weil diese stets außen anläuft, wohl aber bei Lokomotiven mit mehr als vier Achsen auf Innenanlauf von Achse 4, der recht ungünstig sein würde und durch Schwächen ihrer Spurkränze vermieden werden muß, was auch schon zur Vermeidung ihres Außenanlaufs, Erzielung eines möglichst großen $d_n$ (s. oben) notwendig ist. Bei Lokomotiven mit mehr als fünf Achsen gilt das Entsprechende für Achse 5, soweit hinter ihr noch seitlich feste Vorhanden sind.

### Bestimmung der Lage von $M_0$.

Wo liegt nun im Augenblick des Anlaufbeginns eines bei A führenden Radsatzes der Reibungsmittelpunkt M des Fahrzeugs bzw. des Hauptgestells? Vorausgesetzt ist, daß es im übrigen frei läuft, daß also M nicht geometrisch festgelegt ist, und weiter, daß die Zugkraft Z gleich 0 ist. M fällt dann nach den obigen Ausführungen mit dem Pol O der Winkelbeschleunigung zusammen. Nach dem dem Minimumverfahren zugrunde liegenden Gesetz liegt M so, daß die sich aus dem Moment aller äußeren am Fahrzeug angreifenden Kräfte ergebende noch unbekannte Richtkraft ihren Mindestwert annimmt. An äußeren Kräften treten hier außer den statischen noch die dynamischen, durch die Beschleunigung des Fahrzeugs wachgerufenen, auf. Für eine bestimmte Lage von O können wir die Massenkräfte und ihre Momente um O oder auch M, das ja im betrachteten Augenblick mit O zusammenfällt, in folgender Weise angenähert rechnerisch erfassen. Wir nehmen an, daß die Masse des auf die Breite O zusammengeschrumpft gedachten Fahrzeugs sich gleichmäßig über seine Länge 2 l, von Pufferbohle bis Pufferbohle gerechnet, verteile*), dann erhalten wir die schon oben durch Abb. 2 veranschaulichte zeichnerische Darstellung der Beschleunigungen bzw. Massenkräfte der Linie OH in Abb. 24. $x_0$, $y_0$ bezeichnet wieder den Abstand des Anlaufpunktes A von $M_0$ bzw. $O_0$. OH ist festgelegt durch $O_0$ und die Ordinate $A_0H = b = \frac{v^2}{R}$, die Bekannte Zentripetalbeschleunigung des anlaufenden Punktes der Querschnitts A. Die Ordinaten der OH-Linie geben dann nicht nur die Zentripetalbeschleunigungen der verschiedenen Querschnitte, sondern auch die auf die Längeneinheit des Fahrzeugs an diesen Querschnitten entfallenden Massenkräfte an, also am Querschnitt A die hier auf die Längeneinheit entfallende Kraft $k = \frac{\Sigma Q}{g} \frac{v^2}{R} \frac{1}{2l}$, wenn $\Sigma Q$ das Gesamtgewicht der beschleunigten Fahrzeugmasse bedeutet. Der Inhalt der durch die verlängerte $O_0H$, durch UV und die Endordinaten begrenzten beiden Dreiecke stellt demnach die nach außen und nach innen gerichteten Massenkräfte $S_1$ und $S_2$ des Fahrzeugs dar. Diese haben die Ausdrücke:

$$S_1 = k \frac{(u+x_0)^2}{x_0} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{4l} \cdot \frac{(u+x_0)^2}{x_0} \quad \ldots\ldots 15),$$

$$S_2 = k \frac{\{2l-(u+x_0)\}^2}{2x_0} = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{4l} \cdot \frac{\{2l-(u+x_0)\}^2}{x_0} \quad .16);$$

und das Moment der Massenkräfte hat den Ausdruck:

$$\mathfrak{M}_m = S_1 \cdot \frac{2}{3}(u+x_0) + S_2 \cdot \frac{2}{3}\{2l-(u+x_0)\}.$$

Wir schätzen nun $x_0$, bestimmen danach $S_1$ und $S_2$, setzen diese mit ihren aus Abb. 24 ersichtlichen Angriffspunkten, den Schwerpunkten der gekennzeichneten Dreiecke, genau wie die statischen Kräfte bzw. Widerstände in das Minimum-

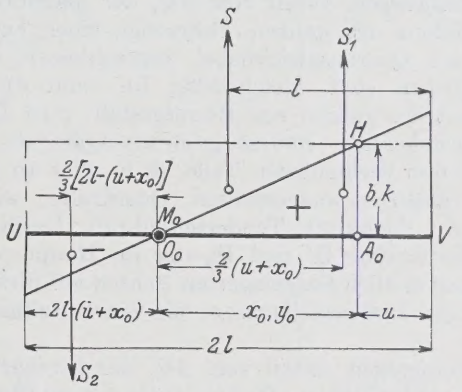



Abb. 24.

verfahren ein und prüfen nach, ob das hieraus gewonnene $x_0$ mit dem geschätzten übereinstimmt. Wenn das nicht der Fall ist, muß das Verfahren mit anderem $x_0$ wiederholt werden, bis Übereinstimmung erreicht ist. Damit ist $M_0$ und $O_0$ für den Augenblick des Anlaufbeginns festgelegt. Die zugehörige Richtkraft P und der Krümmungswiderstand W ergeben sich dann leicht aus dem in den angegebenen Arbeiten von 1913 und 1928 entwickelten Minimumverfahren. Sowohl $S_1$ als $S_2$ erhöhen die Richtkraft und den Führungsdruck, $S_1$ schiebt den Reibungsmittelpunkt meistens etwas nach vorne, nur bei sehr großem Überhang, wenn $S_1$ vor der anlaufenden Achse liegt, nach hinten, $S_2$ stets nach hinten.

Während des Einfahrens dreht sich, wie gesagt, HO um H allmählich in die zu VU parallele Lage hinein, die sie am Ende des Einfahrens erreicht, um sie beim Durchfahren zu behalten. Dann ist die Massenkraft nur nach außen gerichtet, gleich der Fliehkraft $S = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, und greift im Schwerpunkt des Fahrzeugs, also hier in der Mitte der Fahrzeuglängsachse, an. Ihre Größe und Lage ist mithin bekannt. Sie ist wie die statischen Kräfte in das Minimumverfahren einzuführen, das wieder x′, $P_1$′ und W′*) ergibt. Diese Größen x, P und W ändern sich während des Einfahrens allmählich von jenen auf diese Werte, und zwar sind die Richtkräfte und Führungsdrücke fast immer im Augenblick des Anlaufbeginns am größten, erheblich größer als am

*) Eine andere Verteilung kann ohne Schwierigkeit in entsprechender Weise erfaßt werden.

*) Der Index ′ gilt für das Einfahrende.

Ende des Einfahrens, schon ohne Berücksichtigung der Anlauferscheinung, erst recht also unter Berücksichtigung dieser, abgesehen von ungewöhnlich kleinem Anlaufwinkel.

### Führungsdruck Y.

Der Führungsdruck Y, das heißt die waagerechte Kraft, die vom anlaufenden Rad auf die Schiene und umgekehrt tatsächlich ausgeübt wird, — bei Einpunktberührung an dem einen, bei Zweipunktberührung an den zwei Berührungspunkten zusammen —, hat bekanntlich den Ausdruck: $Y = P \mp f(Q + \Delta Q)\cos\xi$, worin $\Delta Q$ die Änderung der Belastung des anlaufenden Rades und $\xi$ den Winkel zwischen dem vom Anlaufpunkt zum Reibungsmittelpunkt gezogenen Strahl und der Fahrzeuglängsachse bedeutet, unter der Voraussetzung, daß M auf dieser Achse liegt, welche Annahme hier immer gemacht ist; weiter gilt das obere Vorzeichen für den wichtigeren Fall des Anlaufs mit echter, das untere für den mit unechter Richtkraft. Da $\Delta Q$ durch Massenkräfte sehr groß werden kann, darf es hier nicht vernachlässigt werden.

Im Anschluß an meine Arbeit von 1913 sei unter Berücksichtigung dieser Massenkräfte ein genauerer Ausdruck für $\Delta Q$ aufgestellt, und zwar zunächst für eine vordere Drehgestellaufachse. $\Delta Q$ sei ausgedrückt als Summe von $\Delta Q_1$ und $\Delta Q_2$, und zwar bedeute:

$\Delta Q_1$ denjenigen Anteil von $\Delta Q$, der herrührt von dem alle Tragfedern des ganzen Fahrzeugs einer Seite, soweit sie nicht an Querausgleichhebel angeschlossen oder sonst querausgeglichen sind, gleichmäßig be- und entlastenden Kippmoment des ganzen aus Hauptgestell- und Drehgestellrahmen bestehenden Fahrzeugrahmen-Aggregats und der mit diesem fest verbundenen Teile, d. h. aller an diesem angreifenden äußeren waagerechten Querkräfte, wie Massenkräfte $S_1$, $S_2$, Fliehkraft, Tenderseitenkraft, Deichselendkraft $P''$, seitliche Schübe $H'$ und $H_d$ der im Haupt- oder Drehgestellrahmen seitlich festgelagerten Achsen auf diese Rahmen, $H_d$ derjenigen Drehgestellachsen, die einen Radhalbmesser r haben;

$\Delta Q_2$ denjenigen Anteil von $\Delta Q$, der herrührt von dem das anlaufende betrachtete Rad im Auflagerpunkt belastenden, das Gegenrad entlastenden Moment des vom Drehgestellrahmen auf die betrachtete Laufachse ausgeübten waagerechten Seitenschubes H in bezug auf die Gleisebene.

In der schematischen Abb. 25 eines Fahrzeugs sind mehrere hintereinander liegende Schnitte, und zwar durch die betrachtete vordere Drehgestellachse vom Radhalbmesser r, durch den Drehgestelldrehzapfen und durch eine seitlich fest im Hauptgestell gelagerte Achse vom Radhalbmesser $r + \Delta r$ gezeichnet; $P_r$ und $P_d$ sind in gleicher Höhe angenommen; $P_r$, $P_d$ und $P''$ sind in der Richtung eingetragen, in der sie am Drehgestell angreifen. Dann ist mit der vereinfachenden Annahme, daß alle Tragfedern die gleiche Federkonstante haben, nach der Momentengleichung der kippenden Kräfte um B:

$$\Delta Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot \frac{1}{n} \{(S_1 - S_2)\,h - T \cdot t + P'' \cdot g + H_d \cdot \Delta r\},$$

worin n die Zahl aller Fahrzeugachsen, soweit sie nicht an Querausgleichhebel angeschlossen oder sonst quer ausgeglichen sind, bedeutet. $H_d$, die Summe der Seitenschübe der im Drehgestellrahmen seitlich festgelagerten Achsen vom Radhalbmesser r auf diesen Rahmen, ist nach der Gleichung der waagerechten, am Drehgestellrahmen auftretenden, Querkräfte: $H_d = P_r + P_d - P''$. Weiter ist nach der Momentengleichung um AA′ des anlaufenden Laufradsatzes:

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot H \cdot r, \text{ mit H als dem waagerechten Schub, den}$$

der Drehgestellrahmen auf diesen Radsatz ausübt. Nach der Gleichung der waagerechten Querkräfte an diesem ist:

$$H = P - f(Q + \Delta Q)\cos\xi - f(Q - \Delta Q)\cos\xi$$
$$= P - 2fQ \cdot \cos\xi,$$

somit ist:

$$\Delta Q = \frac{1}{2s}\left\{\frac{(S_1 - S_2)\,h - T \cdot t + (P_r + P_d)\,\Delta r - P''(\Delta r - g)}{n} + r(P - 2fQ\cos\xi)\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17$$

und, wenn man alle Kräfte in fQ-Einheiten ausdrückt:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{f}{2s}\left\{\frac{(S_1 - S_2)\,h - T \cdot t + (P_r + P_d)\,\Delta r - P''(\Delta r - g)}{n} + r(P - 2 \cdot \cos\xi)\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17a$$

$P''$ ist vorhanden beim Krauss-Helmholtz- und beim Lotter Gestell. Bei diesen gehört die Deichsel zum Drehgestell

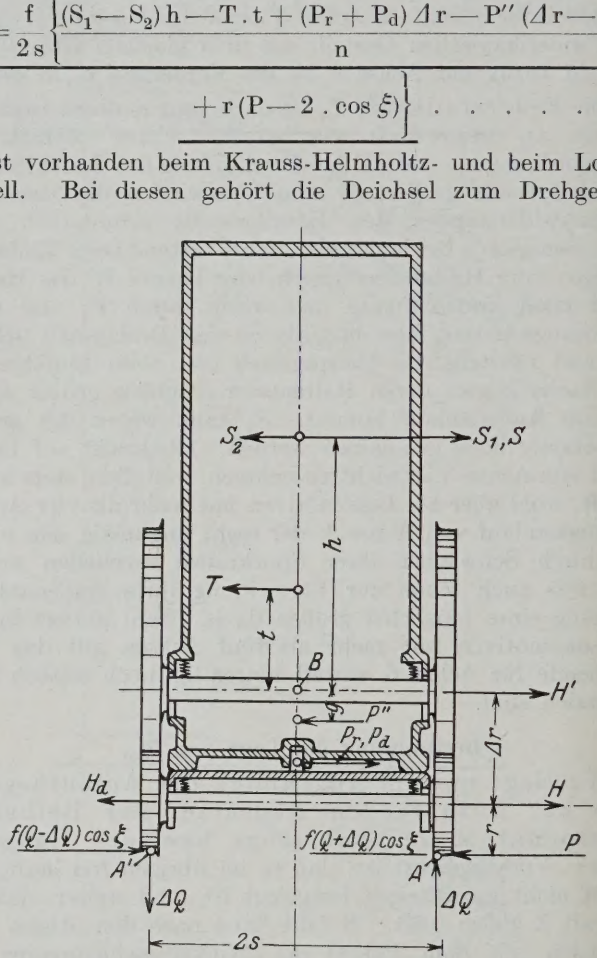



Abb. 25.

rahmen. $P_d + P_r$ sind nur bei der Schwenkachse vorhanden Beim Lotter-Gestell sind zwei Zapfendrücke $P_{d_1}$ und $P_{d_2}$ vorhanden, von denen $P_{d_1}$ eine innere Drehgestellkraft ist Meistens ist das Moment aller dieser Kräfte so klein, daß e vernachlässigt werden kann.

Bei der Schwenkachse ist $H = P_r + P_d$, bei der Laufachse des Helmholtz-Gestells $= P_d - P''$. Bei größerem P ist $\Delta Q$ stets sehr klein gegenüber $\Delta Q_2$; für eine querausgeglichene Achse ist $\Delta Q_1 = 0$.

Für eine im Hauptgestell seitlich feste Achse vom Halbmesser $r + \Delta r$ hat $\Delta Q_1$ den gleichen Ausdruck wie oben, un nimmt in $\Delta Q_2$ lediglich r den größeren Wert $r + \Delta r$ an. Fü eine im Hauptgestell seitlich verschiebliche Achse bleib ebenfalls $\Delta Q_1$ unverändert und wird $\Delta Q_2 = 0$. Für di Kuppelachse des Helmholtz- oder Lotter-Gestells behält $\Delta Q$ seinen obigen Ausdruck und wird

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot P''(r + \Delta r - g) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17b$$

Für eine innen anlaufende Achse wird $\Delta Q_1$ negativ.

$+\Delta Q$ ist von wesentlichem günstigem Einfluß auf di Entgleisungssicherheit. Damit das anlaufende Rad nich

entgleist, muß bei Einpunktberührung, wie ich in meiner Arbeit von 1913 nachgewiesen habe, bei $f=1/4$ und $\beta_{max}=60^0$ bei kleinem $\xi$, also großem x, der Führungsdruck Y kleiner als $Q+\Delta Q$ bleiben.

## B. Zahlenrechnung.

Es soll das Verhalten einiger häufig vorkommender Lokomotivachsanordnungen beim Einfahren in Weichen und in andere Bögen zahlenmäßig untersucht werden, und zwar im Augenblick des Beginnes des Anlaufs der vorderen führenden Achse bzw. Achsen und bei Einfahrende. Die hauptsächlich der Untersuchung zugrunde gelegte Weiche sei ähnlich der bisherigen der Reichsbahn 1:9, mit R = 190 m, einer Spurerweiterung, die nach Abb. 1 der Taf. 29, welche die Spurrinne nach dem Royschen Verfahren verzerrt darstellt, allmählich von 0 auf 19 mm anwächst und an der Zungenspitze 9 mm beträgt; das Gesamtspiel ist überall um $\sigma_0=11$ mm, das Spiel in der Geraden, größer. Die Weiche habe eine gebogene Zunge mit einer Überschneidung $f_1$ von 12 mm und demgemäß einen Anfallwinkel von $\sim 40'$. Dann ergibt sich nach Abb. 26 für die von der Mittelstellung im geraden Gleis her anlaufende Achse:

$$z_m=\sqrt{2R\,(f_1+\sigma_0/2)}=\sqrt{2\,.\,190\,(0{,}012+0{,}0055)}=2{,}58\text{ m}$$

und ein Anlaufwinkel

$$\operatorname{tg}\alpha_{0m}=\frac{z_m}{R}=\frac{2{,}58}{190{,}75}=0{,}0135,\quad \alpha_{0m}=47'.$$

Als größte Fahrgeschwindigkeit in dieser Weiche seien 35 km/h angenommen, d. h. 9,75 m/sec; dieser Wert bleibt noch ziemlich tief unter dem höchst zulässigen der Reichsbahn von 45 km/h. Dieser Geschwindigkeit gehört zu eine Zentripetalbeschleunigung $b=\frac{v^2}{R}=\frac{9{,}75^2}{190}=0{,}5$ m/sec². In flacheren Bögen sind größere Höchstgeschwindigkeiten angenommen, und zwar sind sie so bemessen, daß b immer = 0,5 m/sec² bleibt. Danach ergibt sich der größte zugrunde zu legende Halbmesser R', bei dem dies b, immer = 0,5 m/sec², von einer Lokomotive noch mit der ihr vorgeschriebenen Höchstgeschwindigkeit $v_{max}$ erreicht wird, aus der Beziehung: $R'=\frac{v^2_{max}}{b}$. Für eine Lokomotive mit $v_{max}=\frac{60}{3{,}6}=16{,}7$ m/sec z. B. ergibt sich mit b = 0,5 m/sec² ein R' der Untersuchung von $\sim 550$ m. Bei Lokomotiven, die aus Hauptgestell und Drehgestell oder Verschubachsen bestehen, ist die Masse der ganzen Lokomotive in der des Hauptgestells vereinigt gedacht, d. h. von den Sondermassenwirkungen des Drehgestells und der Verschubachsen abgesehen. Die Rechnung ist ohne Anlaufzuschlag durchgeführt.

Damit die verschiedenen Anordnungen ohne weiteres verglichen werden können, haben alle die gleiche Achszahl 5 und das gleiche Gesamtgewicht $\Sigma Q = 80$ t. Die Gesamtlänge 2 l, von Pufferbohle bis Pufferbohle gemessen, schwankt etwas nach der Achsanordnung und Aufgabe der Lokomotive; $\varrho$, die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rad und Schiene, ist $=1/4$ gesetzt. Alle Kräfte seien wieder in fQ-Einheiten ausgedrückt. Als Tenderkupplung ist die der Reichsbahn mit keilförmigen seitenverschieblichen, durch eine Blattfeder in Pfannen gedrückten, Puffern vorgesehen; die Tenderfederspannkraft F sei konstant mit 5000 kg eingesetzt; demnach ist die größte Seitenkraft T zwischen Lokomotive und Tender $T=F\,.\,\operatorname{tg}(\alpha+\varrho)$ mit $\operatorname{tg}\alpha=\frac{1}{3}$, $\alpha=18^0\,30'$, $\varrho=6^0=2280$ kg. Sie greife 1,075 m über S. O. an. Alle Längenmaße sind in Meter ausgedrückt.

### I. α) E-Lokomotive.

Die Längenmaße und die Achsanordnung gehen hervor aus Abb. 2, Taf. 29. Der große Überhang von 2,5 m über die erste Achse ergibt sich aus der Zylinderlage vor dieser. Wie üblich seien die erste und die letzte Achse seitenverschieblich, die zweite, dritte und vierte seitlich fest und regelspurig. Ganze Länge der Lokomotive $2l = 11{,}0$ m, Triebraddurchmesser = 1,35 m, Raddruck Q = 8 t, fQ = 2000 kg. Masse der Lokomotive $M=\frac{\Sigma Q}{g}=8150$ kg $\text{m}^{-1}\text{sec}^2$, Fliehkraft $S=\frac{\Sigma Q}{g}\cdot\frac{v^2}{R}=4075\text{ kg}=2{,}04\,fQ$. Zunächst sei festgestellt, wie weit, um $e_1$, die erste Achse seitenverschieblich sein muß, damit sie nicht an der Führung der Lokomotive teilnimmt. $e_1$ muß dann so groß sein, daß es bei Außenanlauf von Achse 2 und Innenanlauf von Achse 4 beim größten Spiel im Gleis $\sigma_{max}$ noch nicht ganz erschöpft ist, vorausgesetzt, daß M so weit hinten liegen kann, daß Achse 4 innen anläuft. Für diese Lage von M besteht nach Abb. 27 die Beziehung:

$$\frac{x^2}{2R}-\frac{(\pm x\mp b)^2}{2R}=\sigma_{max},\text{ oder }\underline{x=\frac{b^2+2R\,.\,\sigma_{max}}{2b}}\quad..18),$$

hier = 3,4 m. Nach der weiter unten durchgeführten Untersuchung kann x so groß werden, Achse 4 also tatsächlich

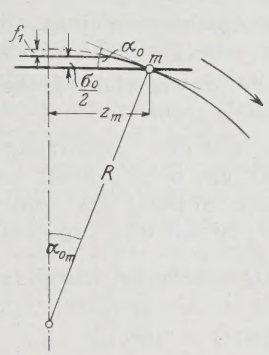



Abb. 26.

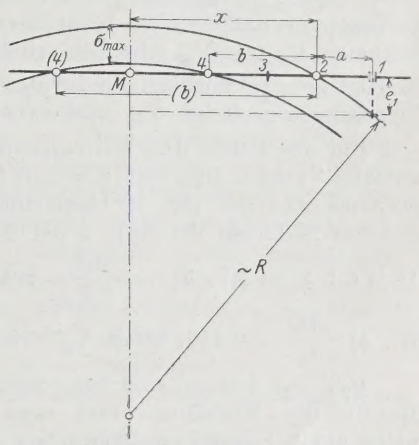



Abb. 27.

innen anlaufen. Man erhält dann für e aus Abb. 27 die Beziehung:

$$e_1+\frac{x^2}{2R}\geq\frac{(x+a)^2}{2R},\text{ also }\underline{e_1\geq\frac{a^2+2xa}{2R}}\quad..19),$$

hier $\geq 0{,}033$!, also sehr groß. Zunächst sei mit diesem Wert von e, also Führung der Lokomotive vorne lediglich durch Achse 2 mit dem großen Überhang u = 4, gerechnet. Dazu gehört das untere $\mathfrak{M}$-Linienpaar der Abb. 2, Taf. 29. Nach Gl. 2) ist für die verschiebliche Achse 5 bis zu deren Anlaufbeginn zu $\mathfrak{M}$

$$2\,fQ\,.\,s\left(1-\frac{s}{\sqrt{s^2+x_v{}^2}}\right)\text{ zuzuschlagen;}$$

dem entspricht die obere mit $\mathfrak{M}_0$ bezeichnete der beiden unteren $\mathfrak{M}$-Linien dieser Abbildung, während nach Anlagen von Achse 5 die mit $\mathfrak{M}'$ bezeichnete untere der beiden unteren $\mathfrak{M}$-Linien gilt.

#### a) Lokomotive ohne Tender.

Mit welcher Richtkraft $P_{2_0}$ und mit welchem Führungsdruck $Y_{2_0}$ beginnt die zweite Achse der Lokomotive außen anzulaufen? x sei zu 3,5 m geschätzt; dann ist nach Gl. 15):

$$S_1=\frac{80000}{9{,}81}\cdot\frac{9{,}75^2}{190}\cdot\frac{1}{2\,.\,11}\cdot\frac{(4+3{,}5)^2}{3{,}5}=3000\text{ kg}=1{,}5\,fQ$$

und nach Gl. 16):

$$S_2=\frac{80000}{9{,}81}\cdot\frac{9{,}75^2}{190}\cdot\frac{1}{2\,.\,11}\cdot\frac{(11-7{,}5)^2}{3{,}5}=650\text{ kg}=0{,}33\,fQ.$$

Mit diesen Werten ist in Abb. 2 der Taf. 29 das Minimumverfahren

durchgeführt mit dem Linienzug EFGB$_0$H, $x_0 = 3{,}5$ m und $P_{2_0} = \frac{23{,}2}{3{,}5} = 6{,}6\,fQ = 13200$ kg; $x_0$ war also richtig geschätzt. $S_1$ ist recht groß, es greift bei dem sehr großen u sehr weit vorne in Höhe der ersten Achse an, schiebt daher M nach hinten und vergrößert $P_{2_0}$ stark. Dies wird sehr groß! Zur Ermittlung von $Y_2$ muß erst $\Delta Q$ berechnet werden; es ist nach Gl. 17) mit $T = 0$, $P_r = 0$, $P_d = 0$, $\Delta r = 0$, $r = 1{,}35/2$, $h = 1{,}2$, in Einheiten f Q:

$$\Delta Q = (1{,}5 - 0{,}325) \cdot \frac{1{,}2}{1{,}5} \cdot \frac{1}{5} + (6{,}6 - 2 \cdot 0{,}977)\,\frac{1{,}35}{2 \cdot 1{,}5},$$ also

$\Delta Q = 0{,}188 + 2{,}1 \simeq 2{,}3$ oder

$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{2{,}3}{4{,}0} = 0{,}57$, sehr hoch! Mithin ist

$Y_{2_0} = 6{,}6 - (1 + 0{,}57) \cdot 0{,}977 = 5{,}08 \cdot f\,Q = 10160$ kg.

Ohne Massenwirkung würde sich ergeben nach Abb. 2 der Taf. 29: $x = 3{,}2$, $P_2 = \frac{13{,}6}{3{,}2} \simeq 4{,}2\,fQ = 8400$ kg, $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}23$, $Y_{2_0} = 3{,}0\,fQ = 6000$ kg! Der Einfluß der Massenwirkung ist also sehr groß, $Y_{2_0}$ steigt fast auf das Doppelte! Dabei ist zu beachten, daß die oben besprochene Anlauferscheinung, die nochmals $P_{2_0}$ und $Y_{2_0}$ erheblich erhöht, noch gar nicht berücksichtigt ist. In Wirklichkeit ist also, da $M_r$ wegen des großen Überhanges groß ist, $Y_{2_0}$ noch erheblich größer.

Für das Ende des Einfahrens oder den „Beharrungszustand" erhält man mit $S = 2{,}04\,fQ$, am Schwerpunkt angreifend, aus der mit $\mathfrak{M}'$ bezeichneten unteren der beiden unteren $\mathfrak{M}$-Linien der Abb. 2 der Taf. 29 mit dem Linienzug IKB'L: $x' = 2{,}7$, $P_2' = \frac{13{,}3}{2{,}7} = 4{,}9\,fQ = 9800$ kg, weiter aus Gl. 3): $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}416$, somit $Y_2' = 3{,}54\,fQ = 7080$ kg.

$P_2'$, $Y_2'$ und $x'$ sind also ziemlich viel kleiner als bei Beginn des Einfahrens und eine Anlauferscheinung tritt nicht auf! Sowohl zu Beginn als am Ende des Einfahrens läuft Achse 4 innen frei, letzteres, da $x'$ mit 2,7 m kleiner als 3,4 m ist; ob sie dazwischen anläuft, hängt davon ab, in welcher Art das Spiel im Gleis von 11 mm sich auf 30 mm vergrößert. Genaueres darüber unten.

### b) Lokomotive mit Tender.

Für die ganze Dauer des Einfahrens der Lokomotive kann mit positiver, d. h. von außen nach innen auf die Lokomotive ausgeübter, Tenderseitenkraft T gerechnet werden, die mit 2280 kg = 1,14 f Q am Punkte U der Lokomotive in Höhe von 1,075 m über S. O. angreift.

Für den Anlaufbeginn der Achse 2 erhält man mit dem richtig zu 4,2 m geschätzten $x_{0_T}$: $S_{1_T} = 1{,}48\,fQ = 2950$ kg, $S_{2_T} = 0{,}17\,fQ = 346$ kg, also etwas weniger als ohne Tender und zwar, weil $x_{0_T}$ etwas größer als $x_0$ ist. Aus Abb. 2 der Taf. 29 mit der $\mathfrak{M}_0$-Linie erhält man dann mit dem Linienzug UNOPB$_{0_T}$Q $P_{2_{0T}} = \frac{30{,}2}{4{,}2} = 7{,}2\,fQ = 14400$ kg! Weiter ergibt sich mit t = 0,40 nach Gl. 17a): $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}625$, $Y_{2_{0T}} = 5{,}60\,fQ = 11600$ kg!

und $\frac{Y_{2_{0T}}}{Q + \Delta Q} = \frac{5{,}60}{1{,}625 \cdot 4} = 0{,}86$ ohne Berücksichtigung der „Anlauferscheinung", die hier fast in gleicher Größe auftritt wie oben. Für den Winkel $\beta$ (s. Abb. 5 oben), erhalten wir nach dem schon von Boedecker aufgestellten Ausdruck: $\operatorname{tg}\beta = \frac{Y + (Q + \Delta Q)\,f \cdot \cos\xi}{(Q + \Delta Q) - Y \cdot f \cdot \cos\xi} = 1{,}39$, $\beta = 54^0 20'$, ohne Berücksichtigung der „Anlauferscheinung", so daß wohl, da $\beta$ höchstens auf $60^0$ steigen darf, kaum noch eine Entgleisungssicherheit vorhanden ist, bei einer Fahrgeschwindigkeit, die noch ziemlich tief unter der höchstzulässigen liegt.

Für das Ende des Einfahrens würde man bei Freilauf von Achse 4 nach der $\mathfrak{M}'$-Linie der Abb. 2, der Taf. 29 erhalten $x_T' = 3{,}5$ m, $P_{2_T}' = \frac{22{,}1}{3{,}5} = 6{,}3\,fQ = 12600$ kg, aber die vierte Achse legt sich schon vorher innen an, da $x_T' = 3{,}5$ m größer ist als das oben für Innenanlauf bei $\sigma_{max} = 30$ mm ermittelte $x = 3{,}4$ m; sie legt sich an mit beträchtlicher Anlauferscheinung und läuft weiterhin an mit unechter Richtkraft; ihr Anlauf erhöht daher auch $P_2$ merklich; die Stellung des Fahrzeugs ist dann geometrisch festgelegt. Aus Abb. 2, Taf. 29 erhält man in dort nicht gezeichneter Weise für $x_T' = 3{,}4$ m, $P_{2_T}' = 6{,}4\,fQ = 12800$ kg, $P_4' = 0{,}43\,fQ = 860$ kg, weiter für Achse 4 $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}59$, $Y_{2_T}' = 4{,}84\,fQ = 9680$ kg, $\frac{Y_{2_T}'}{\Delta Q + Q} = 0{,}76$, für Achse 4: $+\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}073$, $Y_4' = 0{,}94\,fQ = 1880$ kg; $Y_{0_4}$, der Führungsdruck, mit dem Achse 4 sich innen anlegt, ist wegen ihrer Anlauferscheinung erheblich größer. Der Unterschied der Kräfte bei Einfahrbeginn und -ende ist also nicht so groß wie bei der Lokomotive ohne Tender. Eine etwas weitere Spur oder etwas schwächere Spurkränze der vierten Achse würden hier günstigere Ergebnisse bringen.

Ohne Massenwirkung würde ebenfalls die vierte Achse innen anlaufen und es würde sich ergeben:

$$P_2 = 5{,}33\,fQ = 10660\,\text{kg}, \quad \frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}38,$$

$$Y_2 = 3{,}98\,fQ = 7960\,\text{kg}, \quad \frac{Y_2}{Q + \Delta Q} = 0{,}72;$$

$$P_4' = 1{,}47\,fQ = 2940\,\text{kg}, \quad \frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}27,$$

$$Y_4' = 2{,}07\,fQ = 4140\,\text{kg}, \quad \frac{Y_4'}{Q_4 + \Delta Q} = 0{,}41.$$

---

Der bisherigen Untersuchung liegt eine Seitenverschieblichkeit der ersten Achse von mindestens 33 mm zugrunde, die wie gesagt, ungewöhnlich groß ist. Macht man die Achse

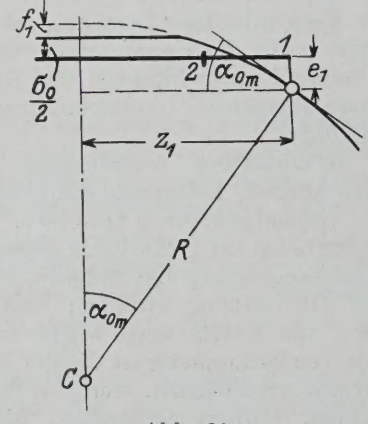



Abb. 28.

wie oft ausgeführt, nur 26 mm seitenverschieblich, so beginnt beim Einlauf in die Weiche Achse 1 nach Erschöpfung ihres Seitenspiels zu führen, bevor Achse 2 zum Anlauf kommt, und zwar beginnt sie anzulaufen mit dem kleineren u = 2,5 m, aber einem größeren Anlaufwinkel $\alpha_0$. Für diesen erhalten wir aus der schematischen Abb. 28

$$\operatorname{tg}\alpha_{0_m} = \frac{z_1}{R} = \frac{\sqrt{2\,R\,(f_1 + \sigma_0/2 + e_1)}}{R} = \sqrt{\frac{2\,(f_1 + \sigma_0/2 + e_1)}{R}}$$

o hier $\operatorname{tg}\alpha_{0m}=0{,}0152$, $\alpha_{0m}=51'$, gegenüber 47′ bei Führung rch die zweite Achse. Für diese Führungsart gilt das obere -Linienpaar der Abb. 2 der Taf. 29. Aus ihr erhält man in icher Weise wie oben:

a) Lokomotive ohne Tender:

Für den Augenblick des Anlaufbeginns der Achse 1: $=1.fQ=2000$ kg, $S_2=0{,}354\,fQ=707$ kg, $x_0=4{,}33-1{,}5=2{,}83$ m, von der zweiten Achse aus gerechnet, und $P_{1_0}=6{,}1\,fQ=12200$ kg, etwas kleiner als oben $P_{2_0}$; dabei ist aber Vergrößerung von $\alpha_0$ zu beachten; für das Ende des nfahrens mit dem Linienzug $ISB_{1_T}'$ der Abb. 2 der Taf. 29: $=1{,}60$ m, von der Achse 2 aus gerechnet, $P_{1_0}=5{,}0\,fQ=10000$ kg, fast gleich dem $P_{1_0}$ oben.

Ohne Massenwirkung würde man erhalten vor dem nenanlauf von Achse 5, $x=4{,}2-1{,}5=2{,}7$ m, $P_1=4{,}8\,fQ=9600$ kg, etwas größer als oben $P_2$.

b) Lokomotive mit Tender:

Für den Beginn des Einfahrens: $S_1=1{,}03\,fQ=2060$ kg, $S_2=0{,}265\,fQ=530$ kg, $x_{T_0}=3{,}3$ m, von Achse 2 , $P_{1_{T0}}=7{,}0\ fQ=14000$ kg, ein wenig kleiner als bei hrung durch Achse 2.

Die Führung durch Achse 1 hat also die Wirkung, daß Richtkraft zur Überwindung der statischen Widerstände as wächst, diejenige zur Überwindung der dynamischen egen etwas sinkt, dieses wegen Verkleinerung von u, bei zu beachten ist, daß der Anlaufwinkel der führenden derachse etwas wächst, und daß der Reibungsmittelpunkt eblich weiter nach vorne fällt, wodurch zwar der Innenauf von Achse 4 vermieden, aber das Hinterende der Lokotive weiter nach außen aus dem Gleis herausgeschwenkt d, was, wie unten nachgewiesen wird, sehr ungünstig auf Tender einwirken kann. Der Führungsdruck ändert wie die Richtkraft. Groß sind die Änderungen von P Y nicht.

In Abb. 1 der Taf. 29 ist in der Verzerrung des Royschen fahrens dargestellt, welche Bahn durch die Spurrinne der iche 1:9 die Lokomotive beim Einfahren mit $V=35$ efähr beschreibt, und zwar die allein fahrende Lokomotive $e_1\leq 33$ mm, also Führung durch die zweite Achse, $x_0=3{,}5$ m, $=2{,}7$ m. Die Spurmaße sind in Millimeter angegeben. Lokomotive fährt aus der Mittelstellung des geraden ises ein. Die Bahn ist nach dem oben auf S. 465 angegebenen fahren punktweise ermittelt; dabei ist x allmählich von aus etwas verkleinert, bis Achse 4 sich innen anlegt, was schon sehr bald nach Beginn des Einfahrens unter Anlaufheinung, bei $4_a$, tut, um sich bald darauf bei $4_b$ wieder ulösen, da x′ mit 2,7 kleiner als 3,4 wird. Solange sie innen äuft, legt sie zusammen mit Achse 2 die Bahn des Fahrzeugs metrisch genau fest. Durch eine kleine Erweiterung der Wichenspur könnte der ungünstige Innenanlauf vermieden den. Die Bahnen der einzelnen Achsen sind in der Abung mit römischen Ziffern bezeichnet; Index $_0$ bedeutet Beginn, ′ das Ende des Einfahrens, a und b den Punkt Innenanlaufbeginns und -endes von Achse 4. Das Hintere der Lokomotive wird bei dem kleinen x weit nach außen hwenkt, Achse 3 vor dem sehr ungünstigen Innenanlauf er bewahrt. Wenn durch Einwirkung eines Tenders, ben, Achse 4 mit der Innenschiene in Anlaufberührung ibt, läuft Achse 3 ebenfalls noch frei und wird das Hintere der Lokomotive weniger weit nach außen geschwenkt.

**β) Dreiachsiger Tender hinter einer Lokomotive I. α).**

Es sei nur kurz sein Verhalten bei Beginn des Einfahrens ersucht. Längenmaße n. Abb. 3 der Taf. 29. Alle drei Achsen seien seitlich fest. Raddruck des gefüllten Tenders $Q_v=7{,}65$ t, des stark geleerten $Q_l=4{,}4$ t, also $fQ_l=1100$ kg.

Ganze Länge $2\,l=7{,}0$ m. Es sei allein der ungünstige Betriebszustand stark geleerten Tenders betrachtet. Die Kraft $T=2280\text{ kg}=2{,}07\,fQ_l$ kann den Tender vorne nach außen oder innen ziehen, im ungünstigeren Fall nach außen. Dies setzt voraus, daß unter Wirkung von T das Hinterende der bereits im Beharrungszustande des Durchfahrens befindlichen Lokomotive noch weiter nach außen ragt, als das Vorderende des einfahrenden Tenders. Läuft der Tender aus der Mittellage des geraden Gleises in einen tangential sich an die Gerade anschließenden Bogen von 190 m Halbmesser ein, so ragt unter der fast stets erfüllten Voraussetzung, daß T allein ihn nicht schwenken kann, daß er also bis zum Anlaufbeginn geradeaus läuft, sein Vorderende nach den auf S. 464 gegebenen Beziehungen im Augenblick des Anlaufbeginns um 14,7 mm aus der Mitte nach außen; läuft er hart an der Außenschiene in den Bogen ein, so vermindert sich dieser Wert auf 4,5 mm. Die untersuchte Lokomotive ragt mit $e_1\geq 33$ mm bei positivem, sie nach innen ziehendem T und dem entsprechenden Innenanlauf der Achse 4 bei $\sigma_{max}=30$ mm zwar hinten nicht so weit nach außen, bei $e_1=26$ mm und gleichem $\sigma_{max}$ aber um 10 mm, und noch erheblich weiter, nämlich um 38 mm, wenn nicht die erste sondern die zweite Achse der Lokomotive seitenverschieblich ist und die seitlich feste und regelspurige dritte Achse innen anläuft; ebenfalls ragt sie natürlich weiter nach außen bei kleinerem $\sigma_{max}$. Die ungünstigere Richtung von T kann also sehr wohl im Augenblick des Anlaufbeginns der ersten Tenderachse auftreten. In Wirklichkeit kann ihr Auftreten noch durch „Schlinger"- und „Drehbewegungen" der Lokomotive begünstigt werden, um so mehr, je kleiner die geführte Länge der Lokomotive ist. Mit dieser Voraussetzung erhalten wir für das richtig geschätzte $x_0=4{,}35$ m:

$$S_1=725\text{ kg}=0{,}66\,fQ_l$$
$$S_2=\ 41\text{ kg}=0{,}038\,fQ_l$$

und aus dem Minimumverfahren nach Abb. 3 der Taf. 29 mit dem Linienzug $UCEFB_0G$ $\underline{P_{1_0}=\frac{29}{4{,}35}=6{,}67\,fQ_l}=7335$ kg, ferner nach Gl. 17a) $\frac{\Delta Q_l}{Q_l}=\frac{1}{4}(0{,}083+0{,}253+1{,}555)$, mit $r=0{,}5$ m, $h=0{,}6$ m, $t=0{,}575$ m, $\frac{\Delta Q_l}{Q_l}=0{,}473$, mithin $\underline{Y_{1_0}=5{,}2\,fQ_l}=5720$ kg, $\frac{Y_{1_0}}{Q_l+\Delta Q_l}=0{,}88!$ und $\beta=55^0 20'$, also außerordentlich hoch, ohne Berücksichtigung der nicht unerheblichen „Anlauferscheinung", so daß unmittelbare Entgleisungsgefahr besteht, besonders da in Wirklichkeit $Q_l$ noch kleiner, T und b noch größer werden und ungünstiger Winddruck auftreten kann. Im weiteren Verlauf des Einfahrens verliert sich diese ungünstige Stellung im allgemeinen allmählich, da das Vorderende des Tenders dabei weiter aus der Gleismitte nach außen schwenkt, um so mehr, je größer sein x ist.

**II. 1-D-Lokomotive mit vorderer Schwenkachse.**

Längenmaße und Achsanordnung nach Abb. 4 der Taf. 29. Die erste Achse ist eine Schwenkachse mit ideellem oder materiellem Drehpunkt in D, die letzte seitenverschieblich, die übrigen sind seitlich fest und regelspurig. Abstand der ersten von der zweiten Achse größer als bei I, schon weil hier die Zylinder dazwischen liegen; Gesamtlänge trotzdem etwas kleiner, $2\,l=10{,}1$ m, weil der Überhang über die erste Achse erheblich kleiner sein kann. Der Raddruck der gekuppelten Achsen 2 bis 5 ist $Q=8{,}3$ t, der Schwenkachse $Q_l=Q_d=6{,}8$ t, $\frac{Q_d}{Q}=0{,}82$, $\Sigma Q=80$ t. Der Triebraddurchmesser ist 1,35, der Laufraddurchmesser 1,00 m, $V_{max}=60$.

Zunächst sei die Mittelstellvorrichtung ein mit Vorspannkraft $S_0$ eingesetztes Federaggregat, das in Höhe der Achse 1 angreift, so daß $P_r = S_0 + e.p$ ist. Gewählt sei $S_0 = 0{,}5\ fQ = 1038$ kg, $p = 22\ fQ/m = 45{,}6$ kg/mm. Die vom geraden Gleis in Mittelstellung in die Weiche 1:9 einlaufende Achse 1 legt sich mit ihrem Außenrad an die Außenschiene an mit dem bereits oben ermittelten Anlaufwinkel $\alpha_{01m} = 47'$ und, unter Vernachlässigung der verhältnismäßig sehr kleinen Wirkung der kleinen Masse der Schwenkachse selbst, um D als $M_d$ sich gleitend drehend, nach Abb. 4 der Taf. 29 oder nach Gl. 14) meiner Arbeit von 1928 mit der Richtkraft

$$P_{100} = P_r + P = S_0 + \frac{m \cdot B_{d_{00}}\, D}{d_d} = 0{,}5 + \frac{3{,}51}{2} = 2{,}26\, fQ = 4675 kg,$$

von dem nicht ganz ¼ auf $S_0$ entfällt. Weiter ist nach Abb. 4 der Taf. 29 oder Gl. 15 meiner angezogenen Arbeit $P_{d_{00}} = 0{,}22\ fQ$, also nach Gl. 17a $\frac{\Delta Q_d}{Q} = 0{,}065$ und $Y_{100} = 1{,}26\ fQ = 2620$ kg. Mit diesem kleinen Führungsdruck legt sich die Achse stets an die Schiene an, unabhängig von V, R und T.

$Y_{100}$ ist abhängig allein von $S_0$, $d_d$ und $\frac{Q_d}{Q}$. Die „Anlauferscheinung" tritt nur in äußerst geringem Maße auf.

Beim weiteren Einfahren verhält sich die Lokomotive verschieden nach V, R und T. Wir setzen vorläufig voraus, daß sie geradeaus fährt, bis Achse 2 außen anzulaufen beginnt. Ob diese Voraussetzung überall zutrifft, muß die weitere Rechnung zeigen. Wie groß ist in diesem Augenblick des Anlegens von Achse 2 die Richtkraft $P_{1_0}$? $P_{1_0}$ ist $= P_{r_0} + P$, beide sind abhängig von $x_d$, dem Abstand der Schwenkachse von ihrem Reibungsmittelpunkt $M_d$. Nach Gl. 17a meiner Arbeit von 1928 ist

$$x_d = (z_m + d)\,\frac{d}{d_d} - \frac{d^2 + {d_d}^2}{2\,d_d},$$

worin $z_m$ die gleiche Bedeutung wie in Abb. 26 hat. Mit den vorliegenden Zahlenwerten ergibt sich $x_d = -0{,}29$ m, weiter ist nach der gleichen Arbeit $e = \frac{z_m + d + d_d + x_d}{R} \cdot d_d = 0{,}050$ m, also ist $P_{r_0} = 1{,}6\ fQ$ und nach Abb. 4 der Taf. 29 oder nach Gl. 14) meiner angezogenen Arbeit $P = 1{,}17$, mithin $P_{1_0} = 2{,}77\ fQ = 5750$ kg. Weiter erhalten wir in gleicher Weise wie oben $P_{d_0} = 0{,}58\ fQ$, $\frac{\Delta Q_d}{Q} = 0{,}195$, $\frac{\Delta Q_d}{Q_d} = 0{,}237$ und den Führungsdruck $Y_{1_0} = 2{,}34\ fQ = 4850$ kg, $\frac{Y_{1_0}}{Q_d + \Delta Q_d} = 0{,}473$. $Y_1$ ist allmählich von 2620 auf 4850 kg gestiegen, beides sind die tatsächlich auftretenden Werte, da fast keine Anlauferscheinung auftritt; diese allmähliche Zunahme ist als günstig anzusehen. Dies $Y_{1_0}$ gilt für beliebiges V, R und T, solange die Lokomotive bis zum Anlegen von Achse 2 geradeaus fährt.

Wie verhält sich nun Achse 2 in diesem Augenblick ihres Anlaufbeginns?

a) Lokomotive ohne Tender.

V = 35 km/h. Der Überhang u ist jetzt $2{,}5 + 1{,}11 = 3{,}61$ m. Achse 5 liefert noch den erhöhten Beitrag zu $\mathfrak{M}$, da sie noch nicht innen anläuft. Mit dem richtig geschätzten $x_0 = 3{,}0$ m erhält man $S_1 = 2940$ kg $= 1{,}42\ fQ$, $S_2 = 820$ kg $= 0{,}40\ fQ$, recht hoch! und mit den oben gewonnenen auch hier gültigen Werten $P_{r_0} = 1{,}6\ fQ$, $P_{d_0} = 0{,}58\ fQ$ aus dem Minimumverfahren nach Abb. 4 der Taf. 29 mit der $\mathfrak{M}_0$-Linie und dem Linienzuge DEFGHB$_0$I die Richtkraft $P_{2_0} = \frac{9{,}1}{3{,}0} = 3{,}03\ fQ = 6300$ kg, weiter mit h = 1,2 nach Gl. 17a) $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}174$ und $Y_{2_0} = 1{,}89\ fQ$ $= 3925$ kg. Dazu tritt hier noch eine Erhöhung durch „Anlauferscheinung". $Y_{2_0}$ ist wohl unter ihrer Berücksichtig etwas groß gegenüber $Y_{100}$ und $Y_{1_0}$.

Ohne Massenwirkung, also für sehr kleines V würde sich mit den gleichen Werten von $P_1$, $P_r$ und $P_d$ nach d Minimumverfahren ergeben: $x = 2{,}50$ m, $P_2 = 0{,}480\ fQ$ $= 1000$ kg, sehr klein; der Einfluß der Massenwirkung ist sehr groß. Da dies $P_2$ der Kleinstwert ist, der zu Beginn Einfahrens überhaupt auftritt, so läuft das Lokomotivhau gestell unter allen Umständen geradeaus, bis Achse 2 außen anlegt; die oben auf S. 469 erörterten Schwingun treten also nicht auf.

Für das Ende des Einfahrens, also für das Dur fahren der Weiche nachdem sich Achse 5 innen angelegt ist zunächst x' zu schätzen und dann durch das Minimu verfahren zu kontrollieren. Man erhält mit dem richtig schätzten $x' = 1{,}90$ m: $x_d' = -0{,}46$, $e = 0{,}042$, $P_r' = 1$ $P_d' = 0{,}54$, $P = 1{,}38$, also $P_1' = 2{,}79$, $Y_1' = 2{,}18\ fQ = 4525$ weiter mit $S = 4075$ kg $= 1{,}97\ fQ$ und nach dem Minimu verfahren mit der $\mathfrak{M}'$Linie und dem gestrichelten Linienz DE'KLB'N die Richtkraft $P_2' = 1{,}22\ fQ = 2540$ kg, $\frac{\Delta Q}{Q}$ $= \sim 0$, $Y'_2 = 0{,}29\ fQ = 603$ kg, also erheblich kleiner als Beginn des Anlaufs von Achse 2. Die „Anlauferscheinu tritt nicht auf. Diese Verteilung des Gesamtführungsdruc auf die Achsen 1 und 2 kann wohl noch als einigerma günstig bezeichnet werden. Der erhebliche Unterschied $Y_2$ bei Einfahrtanfang und -ende erklärt sich aus der s ungünstigen weit vorgeschobenen Lage von $S_1$. $P_1$ ist unverändert geblieben, $Y_1$ nur ganz wenig gesunken, näm von 2,34 fQ auf 2,18 fQ. Die Einfahrwirkung wird fast von der zweiten Achse aufgenommen. Die vierte Achse lä hinten innen nicht an, da $x' = 1{,}9$ kleiner als 3,4 ist. Zwisc Einfahrbeginn und Ende kann sie zum Anlauf kommen.

Für sehr kleines $V = \sim 0$ würde sich ergeben: $x' = 2$ $x_d' = -0{,}35$, $e = 0{,}048$, $P = 1{,}25$, $P_r' = 1{,}55$, $P_d' = 0{,}56$, $P_1' =$ $P^{2'} = 0{,}26$, also $P_1$ fast unverändert, $P_2'$ ganz erheblich klei als bei Massenwirkung, die sich allein an Achse 2 äuß auch noch erheblich kleiner als ohne Massenwirkung Innenanlauf von Achse 5.

Ob Forderung 3, Nichtanlauf von Achse 3 innen, erf ist, kann durch Aufzeichnung der Bahnen, die die Lokomot ohne Massenwirkung und bei größtem x beim Einfah beschreibt, festgestellt werden. Die Bahn des Fahrze ohne Massenwirkung ist in verzerrter Darstellung aufgezeich in Abb. 5 der Taf. 29, mit $x_0 = 2{,}5$, das allmählich $x' = 2{,}37$ abnimmt. Danach hat die Bahn von Achs überall noch ziemlich viel Spiel gegenüber der Innenschiene, Forderung 3 also sicher erfüllt. Achse 4 streift einmal ger eben innen an. Das größte $x = 3{,}0$, aber allmählich abnehm auf 1,9, hat nach obiger Rechnung die allein mit V = 35 fahrende Lokomotive; hierbei dürften die Bahnen von 3 un der Innenschiene etwas näher liegen, unter stärkerem laufen von 4, aber ohne Anstreifen von 3. Der Innenanl von 4 kann durch leichte Schwächung ihrer Spurkrä oder kleine Spurerweiterung vermieden werden. Im übri fährt die Lokomotive nach Anlegen von Achse 2 vollkomn frei in die Weiche ein, erfährt also nach diesem Anlegen gesehen von dem Innenanlauf von Achse 4 keinen Ruck me Weiter zeigt Abb. 5 der Taf. 29, daß die Seitenverschieblichk von Achse 5 nur klein zu sein braucht. Würde man di Achse seitlich fest und regelspurig machen, so würde M wei nach hinten rücken, damit die Bahnen von 3 und 4 wei nach innen; Achse 4 würde, wenn regelspurig, innen anlau

it noch stärkerer Anlauferscheinung und weiterhin unechter ichtkraft, und sogar 3 könnte zum Innenanlauf kommen, ch hätte diese Anordnung den Vorzug, daß das Hinterende r Lokomotive nicht so weit nach außen geschwenkt wird, so nicht so leicht in die ungünstige Stellung zum angehängten nder kommt.

b) Lokomotive mit Tender.

T=2280 kg=1,1 fQ. Für den Augenblick des Anlegens n Achse 2 mit V=35 km/h erhält man mit dem richtig schätzten $x_T = 4{,}4$ m:

$S_1 = 2950$ kg $= 1{,}42$ fQ, $S_2 = 200$ kg $= 0{,}10$ fQ, weiter t den gleichen Werten wie für die Lokomotive ohne Tender für und $P_d$ aus dem Minimumverfahren nach Abb. 4 der Taf. 29, t dem strichpunktierten Linienzuge DEFOPQSB$_{0T}$T die chtkraft $P_{2_{0T}} = 3{,}61$ fQ $= 7500$ kg, weiter mit t = 0,4, =1,2 nach Gl. 17a) $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}23$, $Y_{2_{0T}} = 2{,}41$ fQ $= 5000$ kg, sächlich noch vergrößert durch die „Anlauferscheinung", o noch etwas größer als $Y_{1_0} = 4850$ kg und erheblich größer $Y_{100}$. Die Verteilung des Führungsdruckes auf Achsen 1 d 2 ist nicht günstig. Für sehr kleines $V = \sim O$ würde man ch dem Minimumverfahren erhalten $x = 3{,}50$ m, $P_{2_{0T}} = 1{,}80$ fQ $= 3740$ kg; $P_2$ und auch $Y_2$ werden also bei Vorndensein eines Tenders durch die Massenwirkung nicht so rk erhöht wie bei der alleinlaufenden Lokomotive.

Für den Beharrungszustand des Durchfahrens der iche 1:9 mit V=35 und mit Anlauf von 5 erhält man mit n richtig geschätzten $x' = 2{,}9$ m: $x_d' = -0{,}21$, e = 0,055, = 1,7, $P' = 0{,}98$, $P_d' = 0{,}59$, S = 1,97, also $P_{1_T}' = 2{,}68$ d $Y_{1_T}' = 2{,}33$, aus dem Minimumverfahren $P_{2_T}' = 2{,}55$ fQ = 5300 kg, $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}147$, $Y_{2_T}' = 1{,}44$, demgemäß $Y_1$ gar nicht, erheblich kleiner als zu Beginn des Anlaufens von Achse 2, Massenwirkung wird auch hier allein von Achse 2 aufommen. Achse 4 läuft nicht innen an, da x'=2,9 kleiner 3,4 ist. Für sehr kleines V würde man erhalten: x = 3,2, = − 0,13, e = 0,059, $P_r' = 1{,}79$, $P' = 0{,}89$, $P_d' = 0{,}61$, also $P_1' = 2{,}68$ fQ $= 5560$ kg, $P_2' = 1{,}17$ fQ $= 2440$ kg. Auch hier läuft Achse 4 noch nicht innen an, weil x=3,2<3,4 ist. Der Einfluß der Massenwirkung ist also bei Vorhandensein eines Tenders kleiner als ohne diesen.

Die Voraussetzung der Rechnung, daß Achse 2 geradeaus läuft, bis sie mit der Außenschiene in Anlaufberührung tritt, ist überall erfüllt, denn wir erhalten überall aus der Berechnung positive Werte für $P_2$. In nachstehender Tabelle 1 sind die wichtigsten Berechnungsergebnisse zusammengestellt. * bedeutet, daß die Anlauferscheinung merklich auftritt.

Die Absolutwerte der Führungsdrücke $Y_1$ und $Y_2$ sind danach bei R = 190 klein; zur richtigen Beurteilung der Anordnung muß aber noch das Verhalten der Lokomotive beim Einfahren in flachere Bögen festgestellt werden. Dem $V_{max} = 60$ der vorliegenden Anordnung gehört ein R', das noch mit b = 0,5 m/sec² durchfahren wird, zu von $\frac{60^2}{3{,}6^2} \cdot \frac{1}{0{,}5} \leqq 550$. Es sei ein sich tangential an die Zulaufgerade anschließender Kreisbogen von diesem Halbmesser ohne Überhöhung der Außenschiene angenommen, dann erhält man für den Augenblick des Anlegens von Achse 2 von Gleismittelstellung aus: $z_m = 2{,}46$, $\alpha_m = 15'$, also einen sehr kleinen Anlaufwinkel, eine schwache „Anlauferscheinung", weiter e = 0,011, mithin $P_r = 0{,}74$ und, da P unverändert = 1,17 bleibt, $P_{1_0} = 1{,}17 + 0{,}74 = 1{,}81$, $Y_{1_0} = 1{,}42$ gegen 2,34 für R = 190 m, Weiche 1:9. $P_d$ bleibt = 0,58, $x_d = -0{,}29$. Für die Lokomotive ohne Tender erhält man ferner für den fraglichen Augenblick in der gleichen Weise wie oben: $x_0 = 3{,}25$, $P_{2_0} = 4{,}5$, $Y_{2_0} = 3{,}4$ gegenüber 1,89 und für die Lokomotive mit Tender: $x_{0T} = 4{,}0$, $P_{2_{0T}} = 5{,}1$, $Y_{2_{0T}} = 3{,}8$, mit schwacher „Anlauferscheinung", gegenüber 2,41 für die Weiche 1:9 mit erheblich stärkerer „Anlauferscheinung". Es hat also $Y_{1_0}$ zwar ab-, $Y_{2_0}$ aber erheblich zugenommen, während $Y_{100}$ unverändert geblieben ist; die Verteilung des Führungsdruckes auf die Achsen 1 und 2 ist ungünstiger geworden. Auch diese Werte sind in der Tabelle 1 eingetragen. Hiernach dürfte $S_0$ richtig bemessen sein, p aber etwas klein; größeres p würde eine Abnahme von $Y_{2_0}$ bei gleichzeitiger Zunahme von $Y_{1_0}$

Tabelle 1.

| | | | $P_1$ | $Y_1$ | $P_2$ | $Y_2$ | P | $P_d$ | $P_r$ | $(z_m)$ x | $x_d$ | $e^{mm}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lokomotive ohne Tender | V = 35 | Anlegen von 1 | 2,26 | 1,26 | 0 | — | 1,76 | 0,22 | 0,5 | — | − 2,0 | 0 |
| | | Anlegen von 2 | 2,77 | 2,34 | 3,03 | 1,89* | 1,17 | 0,58 | 1,60 | (2,58) 3,0 | − 0,29 | 50 |
| | | Beharrungszustand | 2,79 | 2,18 | 1,22 | 0,29 | 1,38 | 0,54 | 1,41 | 1,90 | − 0,46 | 42 |
| | V = 0 | Anlegen von 2 | 2,77 | 2,34 | 0,48 | — | 1,17 | 0,58 | 1,60 | 2,50 (2,58) | − 0,29 | 50 |
| | | Beharrungszustand | 2,8 | — | 0,26 | — | 1,25 | 0,56 | 1,55 | 2,37 | − 0,35 | 48 |
| Lokomotive mit Tender | V = 35 | Anlegen von 2 | 2,77 | 2,34 | 3,61 | 2,41* | 1,17 | 0,58 | 1,60 | 4,4 (2,58) | − 0,29 | 50 |
| | | Beharrungszustand | 2,68 | 2,33 | 2,55 | 1,44 | 0,98 | 0,59 | 1,70 | 2,90 | − 0,21 | 55 |
| | V = 0 | Anlegen von 2 | 2,77 | 2,34 | 1,80 | — | 1,17 | 0,58 | 1,60 | 3,50 (2,58) | − 0,29 | 50 |
| | | Beharrungszustand | 2,68 | — | 1,17 | — | 0,89 | 0,61 | 1,79 | 3,20 | − 0,13 | 59 |
| Lokomotive ohne Tender V = 60 | | Anlegen von 2 | 1,81 | 1,42 | 4,5 | 3,4* | 1,17 | 0,58 | 0,74 | (2,46) 3,25 | − 0,29 | 11 |
| Lokomotive mit Tender V = 60 | | Anlegen von 2 | 1,81 | 1,42 | 5,1 | 3,8* | 1,17 | 0,58 | 0,74 | 4,0 (2,46) | − 0,29 | 11 |

zur Folge haben, ohne das wichtigere $Y_{100}$ zu ändern. Viel höher darf man allerdings p auch nicht nehmen, weil dann $Y_{10}$ zu groß werden könnte und Forderung 3 nicht sicher erfüllt würde, d. h. Achse 3 zum Innenanlauf kommen könnte. Mit der Vergrößerung von p ist eine kleine Abnahme von x verbunden, die zu weiterem Ausschwenken des Hinterendes der Lokomotive nach außen führt, also T die ungünstige Richtung geben kann. Nach der obigen Rechnung für V = = 35, R = 190, durchfährt die Lokomotive mit Tender bei positivem T die Weiche mit x = 2,9, dabei ragt ihr Hinterende aus der Mitte nach außen um 11,8 mm, so daß ein Tender mit den oben eingeführten Massen unter ungünstigen Umständen schon nach außen gedrückt und zur Entgleisung gebracht werden kann.

Den Nachteil, daß die Verteilung des Führungsdruckes auf Achse 1 und 2 abhängig ist von R, hat, wie oben gesagt, eine Mittelstellvorrichtung mit konstantem $P_r$ nicht. Mit $P_r = 1\,fQ = 2075$ kg legt sich die Schwenkachse an di Außenschiene an mit $P_{100} = P_r + P = 1 + 1{,}76 = 2{,}76$ und mi $Y_{100} = 1{,}75 = 3630$ kg gegenüber 2620 kg bei der Federrückstell vorrichtung, und legt sich bei b = 0,5 m/sec² und beliebigem I die zweite Achse der allein fahrenden Lokomotive an mi $P_{20} = 4{,}1$, die der mit Tender fahrenden Lokomotive mi $P_{20T} = 4{,}5$, also mit hohen Werten, und es tritt in engen Böge noch eine starke, diese Werte merklich erhöhende „Anlauf erscheinung" an der zweiten Achse auf. Diese Werte lasse sich nur durch Erhöhung von $P_r$ ermäßigen, die wie gesag bei der Keilflächenvorrichtung schwierig ist und eine Zunahm von $P_1$, $Y_1$ — auch $Y_{100}$ — zur Folge hat. Infolge der Ver änderlichkeit der Keilflächenreibungsziffer wird bei diese Vorrichtung $Y_{100}$ tatsächlich noch etwas größer als obe angegeben, wenn $P_r = 1$ den Bewegungswert bedeutet.

(Schluß folgt.)

# Rangiertechnik.

Von Prof. Dr. Ing. **Ammann,** Karlsruhe.

(I. Fortsetzung.*)

Hierzu Tafel 30 und 31.

Die „Abstandsbremsung" dient dazu, bis zum Ende der Gefahrzone die Laufzeitunterschiede der unmittelbar aufeinanderfolgenden mit verschiedenen Widerständen ablaufenden Wagen möglichst auszugleichen und damit die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen u. U. zu steigern, bzw. auch bei ungünstigem Wetter auf großer Höhe zu halten.

Die Gefahr, daß zwei oder gar drei Wagen längere gemeinsame Wege haben, ist bei modernen Weichenentwicklungen und bei zweckmäßiger Gleisbestimmung sehr gering. Die Wege der meisten Wagen trennen sich schon an den ersten Verteilungsweichen; nach den Untersuchungen von Reichsbahnoberrat Wagner**) liegen ca. 64% aller Trennungen in der ersten Weiche, während auf die hintersten Weichen weniger als 1% entfallen. Die nachstehende Abhandlung soll zeigen, bei welchen Zerlegungsgeschwindigkeiten der Einfluß selbst solcher auf längeren gemeinsamen Wegen selten vorkommenden ungünstigen Wagenfolgen durch Abstandsbremsung ausgeglichen werden kann.

Als ungünstigste Wagenfolgen sind z. B. bei einer Gleisentwicklung nach Ablaufplan I (Taf. 30) solche ins Auge zu fassen, bei denen Fahrzeuge nach den Zweiggleisen der weitest entfernten Weichen $a_4$, $a_5$, $a_6$, sowie — wenn der zur dargestellten Entwicklung symmetrische Teil der Anlage noch dazugenommen wird — nach den Zweiggleisen der symmetrisch liegenden Weichen $a_3$, $a_2$ und $a_1$ je unmittelbar hintereinander dieselbe Weiche durchlaufen und zwar in der Reihenfolge Schlechtläufer — Gutläufer — Schlechtläufer, wobei die Schlechtläufer für ein und dasselbe Zweiggleis bestimmt sind, der Gutläufer für das andere. Die Wahrscheinlichkeit dieser Wagenfolge ist beispielsweise bei den 28 Gleisen dieser Entwicklung nur $\frac{3}{351\,232}$ oder rund $\frac{1}{120\,000}$. Die Wahrscheinlichkeit, daß einem Schlechtläufer in eines der genannten Zweiggleise ein Gutläufer in das andere folgt, ist unter gleichen Verhältnissen bereits $\frac{3}{2936}$ oder rund $\frac{1}{1000}$***). Trotz der geringen Wahrscheinlichkeit des erstgenannten Falles soll der Untersuchungen über die Abstandsbremsung dieser erste ganz ungünstige Fall zugrunde gelegt werden, der also etwa bei 120 000 Abläufen einmal zu erwarten ist.

Für die Durchführung der Abstandsbremsung bestehen nun verschiedene Möglichkeiten: Man kann an einer einzelnen

*) Der erste Teil dieser Untersuchungen ist im Heft 12 vom 15. Juni 1930 veröffentlicht.

**) Verkehrstechnische Woche 1927, Heft 27, S. 313.

***) Diese Zahlen finden sich durch folgende Überlegung: Für den hier besprochenen ungünstigsten Fall sind zunächst nur Einzelwagen zu betrachten, während Gruppenabläufe auszuscheiden sind. Nach den in der Abhandlung „Über die Häufigkeit der Weichenumstellungen in der Verteilungszone einer Ordnungsgruppe" (Verkehrstechn. Woche, Heft 9, 1930) angestellten Betrachtungen ist die Wahrscheinlichkeit dafür, daß aus einer Rangierabteilung ein Einzelwagen zum Ablauf kommt $\frac{1}{2}$; die Wahrscheinlichkeit dafür, daß dieses Ereignis dreimal hintereinander eintritt ist $\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2} = \frac{1}{8}$. Es ist also mit der Wahrscheinlichkeit $\frac{1}{8}$ zu erwarten, daß überhaupt drei Einzelwagen hintereinander ablaufen. Die Wahrscheinlichkeit dafür, daß der erste Wagen nach einem der zwölf in Betracht kommenden Gleise bestimmt ist, beträgt: $\frac{12}{28}$. Nachdem eines dieser zwölf Gleise durch ein Fahrzeug besetzt ist, muß zur Herstellung des betrachteten Falles der nächste Wagen für das Nachbargleis bestimmt sein; es ist also jetzt nur noch die Wahrscheinlichkeit $\frac{1}{28}$ dafür vorhanden, daß von 28 Gleisen das nunmehr bestimmte Gleis besetzt wird. Nach diesem Ablauf muß der dritte Wagen wieder in das Gleis, das zuerst besetzt worden ist, wofür die Wahrscheinlichkeit $\frac{1}{28}$ vorliegt. Im ganzen ergibt sich also die Wahrscheinlichkeit $w_3'$ für das Zusammentreffen drei solcher Einzelwagenabläufe:

$$w_3' = \frac{1}{8}\cdot\frac{12}{28}\cdot\frac{1}{28}\cdot\frac{1}{28} = \frac{3}{43\,904}.$$

Faßt man dagegen nur die Folge von zwei Wagen nach den bezeichneten Gleisen ins Auge, so ergibt sich für das Eintreten dieses Ereignisses die Wahrscheinlichkeit $w_2'$ zu:

$$w_2' = \frac{1}{4}\cdot\frac{12}{28}\cdot\frac{1}{28} = \frac{3}{784}.$$

Soll nun die oben besprochene Gefahr wirklich auftreten, so muß unter diesen drei Wagen der erste ein Schlechtläufer, der zweite ein Gutläufer und der dritte wieder ein Schlechtläufer sein. Es ergibt sich also die Wahrscheinlichkeit $w_3$ für diese Folge von drei Wagen nach den oben bezeichneten Gleisen zu:

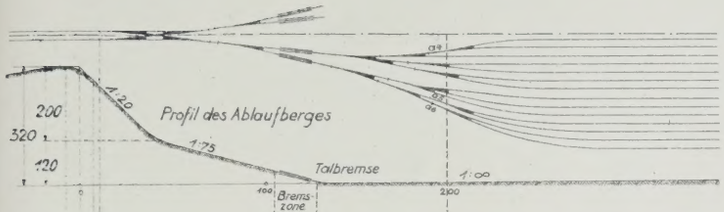
$$w_3 = \frac{3}{43\,904}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2} = \frac{3}{351\,232}.$$

Für die Aufeinanderfolge eines Schlechtläufers ins äußerste Gleis und eines Gutläufers ins vorletzte Gleis oder diese Aufeinanderfolge von Wagen umgekehrt ins vorletzte und dann ins äußerste Gleis ist die Wahrscheinlichkeit $w_2$:

$$w_2 = \frac{3}{784}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2} = \frac{3}{2936}.$$

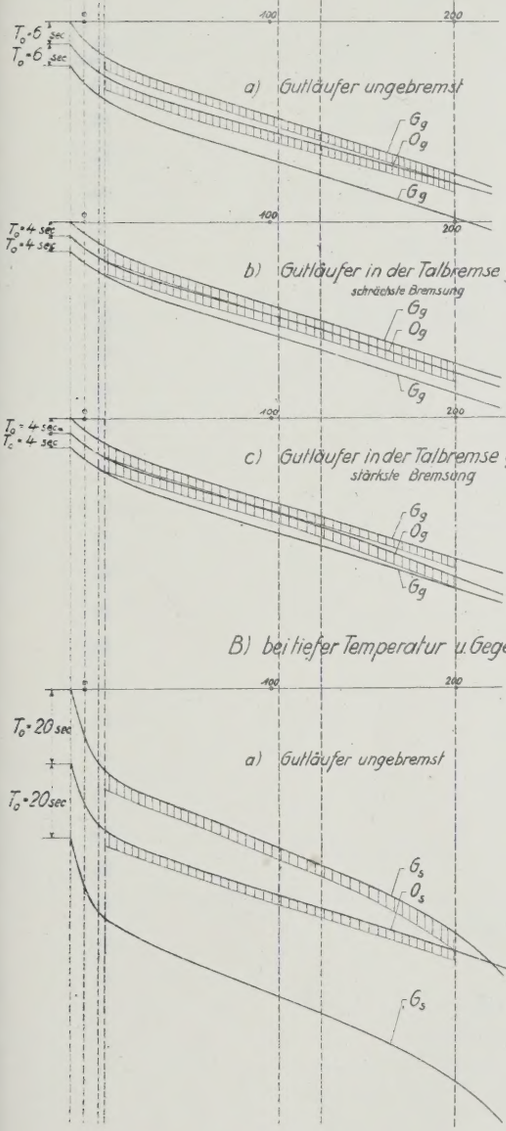
# Abdrückgeschwindigkeit ohne und mit Beeinflussung des Wagenablaufs durch eine Talbremse.

## Ablaufplan I.




Ablaufvorgang dargestellt durch Zeit - Weg - Linien

A) bei normaler Temperatur

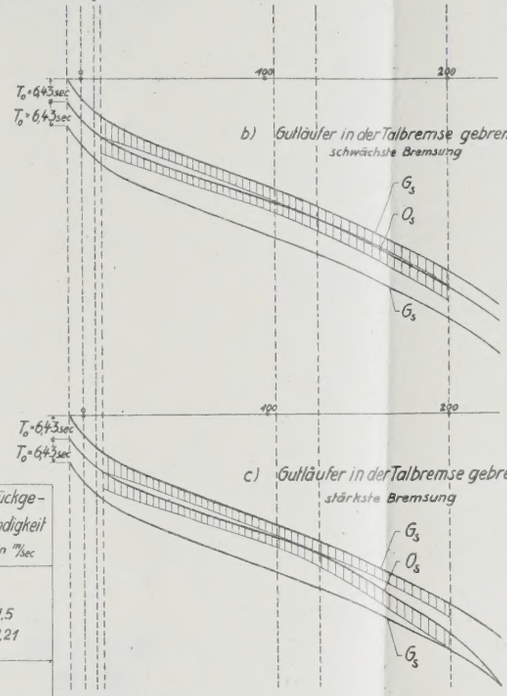



| Umstelldauer einer Weiche $t_w$ in sec | Sperr-zeit $t_s$ in sec | Abdrückge-schwindigkeit $v_0$ in m/sec |
|---|---|---|
| 1 | 6 | 1,5 |
| 2,5 | 7,5 | 1,21 |
| 1 | 4 | 2,25 |
| 2,5 | 5,5 | 1,65 |
| 1 | 4 | 2,25 |
| 2,5 | 5,5 | 1,65 |

B) bei tiefer Temperatur u. Gegenwind



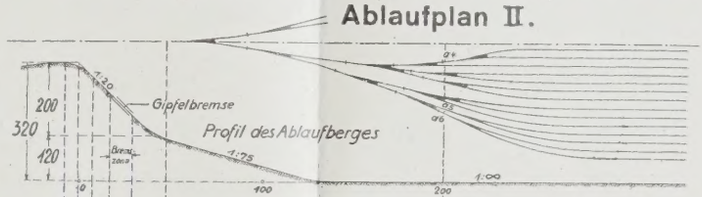

| Umstelldauer einer Weiche $t_w$ in sec | Sperr-zeit $t_s$ in sec | Abdrückge-schwindigkeit $v_0$ in m/sec |
|---|---|---|
| 1 | 2,0 | 0,45 |
| 2,5 | 2,15 | 0,42 |




| | | |
|---|---|---|
| 1 | 6,43 | 1,40 |
| 2,5 | 7,93 | 1,14 |
| 1 | 6,43 | 1,40 |
| 2,5 | 7,93 | 1,14 |

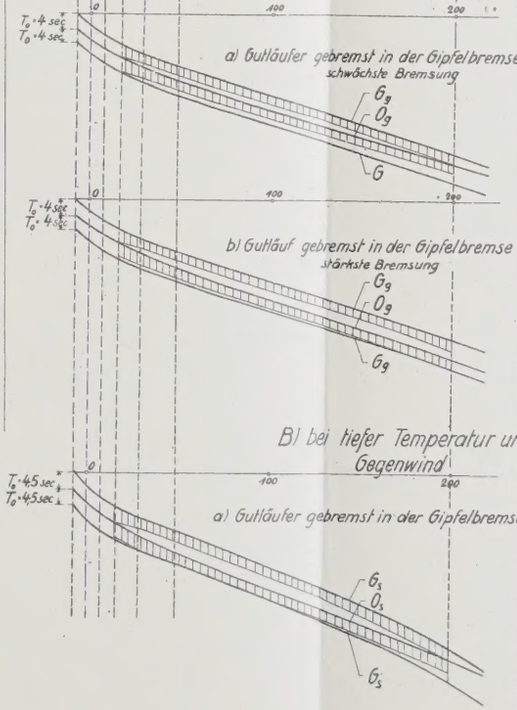
# Abdrückgeschwindigkeit mit Beeinflussung des Wagenablaufs durch eine Gipfelbremse.

## Ablaufplan II.




Ablaufvorgang dargestellt durch Zeit-Weg-Linien

A) bei normaler Teperatur




| Umstelldauer einer Weiche $t_w$ in sec | Sperr-zeit $t_s$ in sec | Abdrückge-schwindigkeit $v_0$ in m/sec |
|---|---|---|
| 1 | 4,0 | 2,25 |
| 2,5 | 5,5 | 1,64 |
| 1 | 4,0 | 2,25 |
| 2,5 | 5,5 | 1,64 |

B) bei tiefer Temperatur und Gegenwind




| | | |
|---|---|---|
| 1 | 4,5 | 2,0 |
| 2,5 | 6,0 | 1,5 |

## Zum Aufsatz : Rangiertechnik.

Erläuterungen: $O_g$ = Gutläufer bei normaler Temperatur
$O_s$ = Gutläufer bei tiefer Temperatur und Gegenwind
$G_g$ = Schlechtläufer bei normaler Temperatur
$G_g$ = Schlechtläufer bei tiefer Temperatur und Gegenwind

$T_0$ = Wagenfolgezeit am Bergscheitel für 9m lange Fahrzeuge

Verlag von Julius Springer, Berlin. Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

Abb. 20. Ermittlung von $h^1_{b\,max}$ durch Versuche (Thyssenbremse).

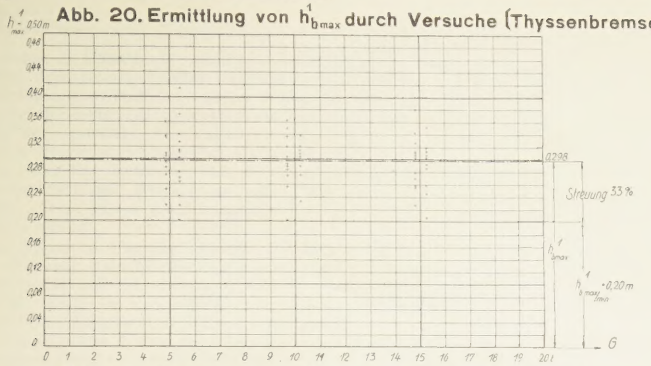



Abb. 21. Ermittlung von $h'_{b\,max}$ durch Versuche (Hemmschuhgleisbremse).

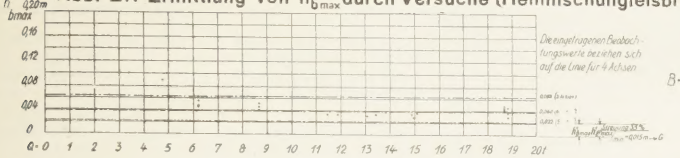



Abb. 22. Ermittlung von $h'_{b\,max}$ durch Versuche (Wirbelstrombremse).

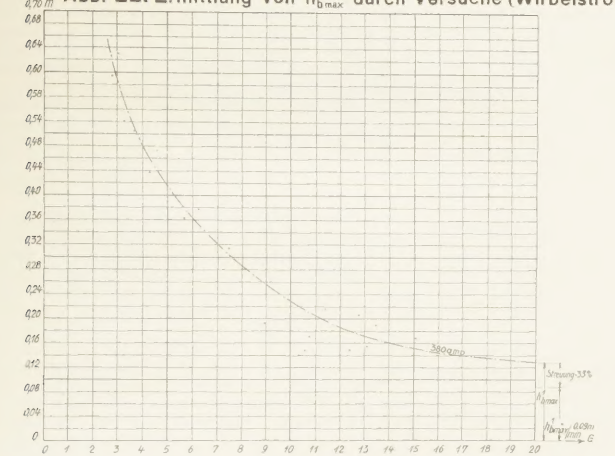



Abb. 23. Bremskraft und Achsgewicht bei der Thyssenbremse.

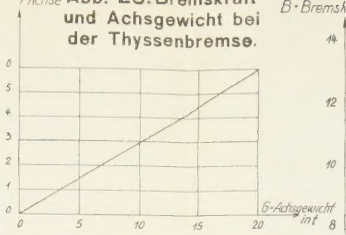



Abb. 24. Bremskraft und Achsgewicht bei der Wirbelstrombremse.

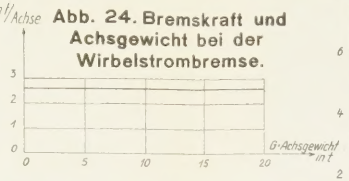



Abb. 25. Schema von Bremsarbeitsdiagrammen.

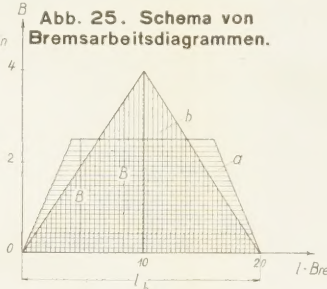



Abb. 26. Schema von Bremsarbeitsdiagrammen.

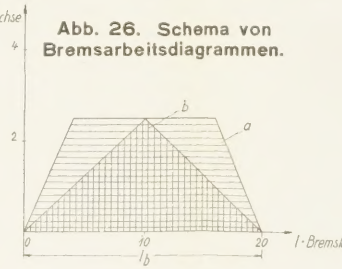



Abb. 28. Wagengewicht und Bremskraft bei der Thyssen - und Wirbelstrombremse.

Abb. 29. Einstellungsdruck, Wagengewicht und Bremskraft bei der Thyssenbremse.

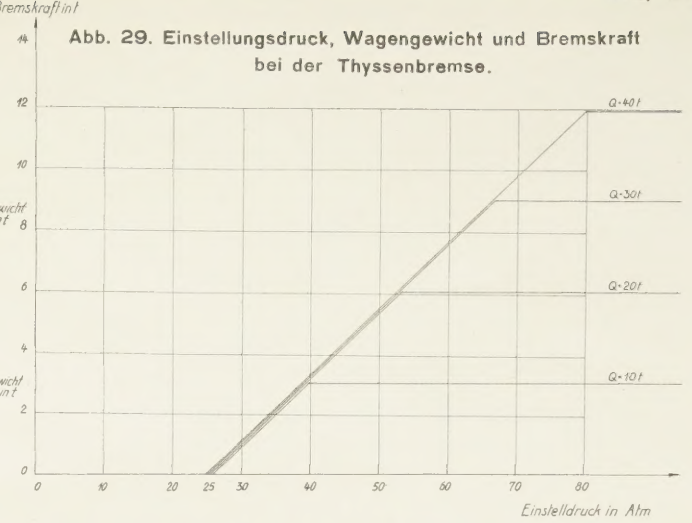



Abb. 30. Einstellungsdruck, Wagengewicht und Bremsverzögerung bei der Thyssenbremse.

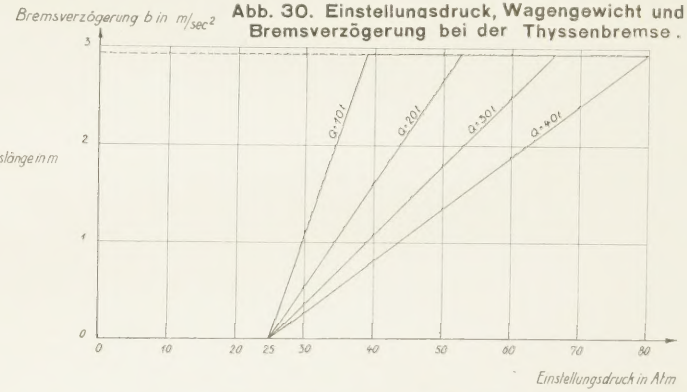



Abb. 27. Bremsarbeitsdiagramm einer Achse von 16,5 t Gewicht bei der Thyssen - und Wirbelstrombremse für gleiche Bremsarbeit.

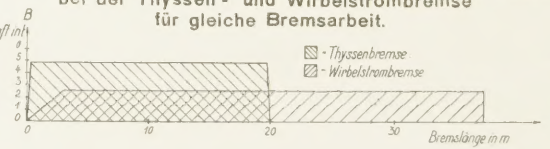
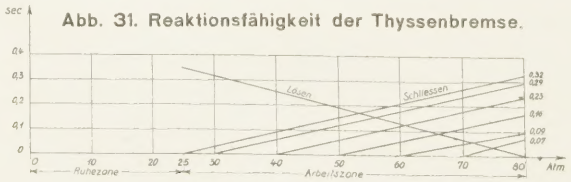



Abb. 31. Reaktionsfähigkeit der Thyssenbremse.




Verlag von Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

Stelle zwischen Ablaufpunkt und Ende der Gefahrzone in den freien Ablauf durch Bremsen eingreifen, oder man kann an zahlreichen hintereinandergelegenen Stellen dies tun, also einmalig oder mehrfach gestaffelt auf Abstand bremsen.

Für die einmalige Abstandsbremsung kommt entweder eine Bremse kurz hinter dem Ablaufpunkt: eine Bergbremse, oder eine Bremse am Fuße der eigentlichen Ablauframpe innerhalb der Weichenzone: eine Talbremse, in Betracht. Diese beiden Ausführungsformen sollen zunächst behandelt werden.

Auf Ablaufplan I ist eine Ablaufanlage für 28 Ordnungsgleise mit zwei Ablaufgleisen und nächstmöglich an den Ablaufpunkt herangerückten ersten Verteilungsweichen (15 m) dargestellt, wie sie bei Verwendung von Talbremsen in Frage kommt. Die darunter befindlichen Zeitweglinien sind für gutes und schlechtes Wetter, für freien und durch Talbremse beeinflußten Ablauf bei 1 Sek. Umstellzeit der Weichen unter Angabe der Sperrzeiten $\left(t_s = \frac{9{,}5}{v} + 1\right)$ an jeder Stelle des Ablaufprofiles ermittelt. Für eine Umstellzeit von 2,5 Sek. die bei Neuanlagen nicht mehr vorkommen sollte, wurden die Wagenfolgezeiten $T_0$ dadurch näherungsweise gewonnen, daß man zu den für 1 Sek. Umstellzeit gewonnenen Sperrzeiten $t_s$ und Wagenfolgezeiten $T_0$ den Mehrbedarf von 1½ Sek. zuschlug und damit $v_0$ berechnete. Auf Ablaufplan II (Taf. 30) wurden entsprechend die Verhältnisse für Bergbremsung bei gutem und schlechtem Wetter untersucht, wobei das Ablaufprofil die Zahl der Ordnungsgleise, die Länge der Gefahrzone und im wesentlichen auch die Weichenentwicklung gleich gewählt sind wie in Ablaufplan I, um vergleichbare Ergebnisse zu erlangen. Da aber die erste Verteilungsweiche bei Bergbremsung weiter vom Ablaufpunkt entfernt liegen muß, ist hier nur ein Ablaufgleis dargestellt, wobei die erste Verteilungsweiche unterhalb des Ausrundungsbogens am Fuß der Steilrampe liegt. Für den freien Ablauf gelten auch für diesen Gleisplan die diesbezüglichen Figuren und Angaben des Ablaufplanes I, so daß Ablaufplan II nur den durch die Bergbremse beeinflußten Ablauf zeigt.

### 1. Die Bergbremse zur Abstandsreglung.

Theoretisch ist die Lage in der Nähe des Ablaufpunkts im Bereich der kleinen Ablaufgeschwindigkeiten sehr günstig, da hier mit wenig Bremsarbeit, also mit schwächeren bzw. kürzeren Bremsen stark auf die Laufzeit eingewirkt werden kann, ohne die Laufweiten wesentlich zu beeinflussen. Untersucht man die Zu- und Ablaufverhältnisse auf dem Ausrundungsbogen und der anschließenden Steilrampe des Ablaufberges, so erkennt man leicht, daß mit einer sogenannten „Rückhaltebremse" unmittelbar am Ablaufpunkt nicht viel zu leisten ist. Man kann mit einer solchen wohl einen Gutläufer hinter einem Schlechtläufer etwas zurückhalten. Bei einer Zuführungsgeschwindigkeit $v_0 = 1{,}5$ m/sec, die mit der Abstandsbremsung ja angestrebt wird, kann bei Einzelablauf durch Zurückhalten des Gutläufers, wenn eine Beeinflussung des nachfolgenden Schlechtläufers vermieden werden soll, höchstens ein Laufzeitunterschied von etwa 1 Sek. *) ausgeglichen werden. Wie aus den Untersuchungen (Ablaufplan I) hervorgeht, sind aber bei schlechter Witterung Laufzeitunterschiede von etwa 5,5 Sek. auszugleichen. Aber auch die vorhandene Ausgleichsmöglichkeit kann oft nicht einmal voll ausgenutzt werden mit Rücksicht darauf, daß man an den ersten Verteilungsweichen genügenden Zeit- und Raumabstand zwischen dem zurückgehaltenen Wagen und dem Nachläufer sicherstellen muß.

Die Anwendung einer Rückhaltebremse ist zur Leistungssteigerung mittels Abstandsbremsung daher ungeeignet.

Wesentlich günstiger ist die Wirkungsweise von unterhalb des Ausrundungsbogens im oberen Teil der Steilrampe eingebauten Gleisbremsen — in der Literatur **) als „Gipfelbremsen" bezeichnet, besser aber „Rampenbremsen" genannt — für die Regelung der Laufzeitunterschiede. Ablaufplan II zeigt die Anordnung einer solchen Bremse in einer Ablauframpe. Hier kann auch bei hoher Zerlegegeschwindigkeit durch Verzögerung des Gutläufers auf der Steilrampe sehr stark auf die Laufzeitunterschiede eingewirkt werden, ohne den flüssigen Ablauf zu stören und die Laufweite des Gutläufers zu stark zu beeinflussen. Ablaufplan II zeigt, daß mit einer solchen Bremse der Laufzeitunterschied zwischen Gut- und Schlechtläufer für jeden in Betracht kommenden Punkt der Ablaufanlage auch bei hohen Zerlegungsgeschwindigkeiten und ungünstigen Witterungseinflüssen vollständig ausgeglichen werden kann. Sie zeigt ferner, daß mit Hilfe einer solchen Rampenbremse die Zerlegungsgeschwindigkeit bei gutem Wetter gegenüber freiem Ablauf mit 1,50 bzw. 1,21 m/sec auf 2,25 bzw. 1,64 m/sec gesteigert werden und daß bei ungünstigem Wetter die Zerlegungsgeschwindigkeit noch auf 2,0 bzw. 1,50 m/sec gehalten werden kann, daß damit also theoretisch glänzende Ergebnisse zu erzielen sind.

Wenn danach diese Rampenbremse für die Abstandsbremsung theoretisch auch sehr günstig erscheint, so lassen sich diese Vorteile heute leider nicht ausnützen, da man an dieser Stelle des Laufweges — und das gilt in gleicher Weise für die vorher besprochene Rückhaltebremse und für die später zu besprechende Beschleunigungseinrichtung — die Lauffähigkeit der Wagen noch nicht richtig beurteilen kann, was auf subjektivem Wege erfahrungsgemäß erst nach längerem Laufweg gelingt. Man kann also bei allen drei genannten Einrichtungen nur rein schematisch einwirken, den schweren Wagen als Gutläufer, den leichten als Schlechtläufer behandeln, eine individuelle Behandlung der Wagen nach ihrer wirklichen Lauffähigkeit ist heute weder bei der Rückhaltebremse,

*) Für tiefe Temperatur und Gegenwind liege der Ablaufpunkt des Gutläufers ($w = 6{,}2\,‰$) um $\frac{6{,}2}{1000} \cdot 300 = 1{,}86$ m, der Ablaufpunkt des Schlechtläufers ($w = 12\,‰$) um $\frac{12 \cdot 300}{1000} = 3{,}60$ m von dem mit dem Radius $R = 300$ m ausgerundeten Scheitel entfernt. Um die Rückhaltezeit zu berechnen, ist zu überlegen, daß wenn der Schlechtläufer unbeeinflußt ablaufen soll, er sich an seinem natürlichen Ablaufpunkt beschleunigen muß. Der Schwerpunkt des voranlaufenden Gutläufers ist in diesem Augenblick $9 + 3{,}60 = 12{,}60$ m vom Scheitel entfernt. Der Gutläufer läuft durch die Rückhalteeinrichtung gebremst noch Puffer an Puffer mit dem Schlechtläufer. Die Laufzeit $t_0'$ des Gutläufers ist bis zu diesem Punkt, wenn die Zuführungsgeschwindigkeit $v_0 = 1{,}5$ m/sec beträgt:

$$t_0' = \frac{12{,}60}{1{,}5} = 8{,}4 \text{ Sek.}$$

Würde der Gutläufer ungebremst laufen, so wäre die Laufzeit bis zum selben Punkt des Ablaufprofils:

$$t = t_0 + t_1$$

$$t_0 = \frac{s_0}{v_0} = \frac{1{,}86}{1{,}50} = 1{,}24 \text{ Sek.}$$

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{\lambda_3}} \cdot \operatorname{Ar\,Sin} \frac{s_1}{v_0} \cdot \sqrt{\lambda_3}$$

(vergl. Raab, „Die zweigestaffelte Abstandsbremsung", Verkehrstechnische Woche, Heft 9, 1930.)

Für

$$\lambda_3 = \frac{g}{\beta \cdot R} = \frac{9{,}81}{1{,}04 \cdot 300}; \quad s_1 = 22{,}60 - 1{,}86 = 10{,}74; \quad v_0 = 1{,}5$$

erhält man:

$$t_1 = 6{,}05 \text{ Sek.}$$

Mithin ist

$$t = 1{,}24 + 6{,}05 = 7{,}29 \text{ Sek.}$$

und die Rückhaltezeit

$$\Delta t = 8{,}4 - 7{,}29 = 1{,}12 \text{ Sek.}$$

**) Raab: „Die zweigestaffelte Abstandsbremsung", Verkehrstechnische Woche, Heft 9 vom 26. Februar 1930.

noch bei der Rampenbremse oder der Beschleunigungseinrichtung möglich. Sie wird zu erreichen sein, wenn es gelingt, auf der vor der Bremse gelegenen kurzen Steilrampenstrecke, auf der sich die Wagen unter dem Einfluß der Schwerkraft beschleunigen, mit Apparaten die Lauffähigkeit der Wagen objektiv und einwandfrei zu bestimmen. Nach dieser Richtung sind heute bereits Arbeiten im Gange. Sollten diese zu Erfolgen führen, so kann für die Abstandsbremsung die Rampenbremse Bedeutung erlangen.

### 2. Talbremse als Abstandsbremse.

Die Abstandsbremsung muß in diesem Fall im Bereich der hohen Ablaufgeschwindigkeiten erfolgen, so daß die Laufzeitunterschiede nur auf Kosten der Laufweite wesentlich verändert werden können und für diese Bremsung bei hoher Laufgeschwindigkeit schwere und kräftige Balkenbremsen erforderlich werden. Beachtet man aber, daß in den bei modernen Anlagen seltenen Fällen dieser Abstandsbremsung in der Regel nur der Gutläufer abzubremsen ist und zwar nur soweit, daß er am Ende der Gefahrzone etwa ebenso schnell wie der ungebremste Schlechtläufer läuft, also nach der Abstandsbremsung immer noch weiter läuft, als alle ungebremsten Schlechtläufer, die im allgemeinen die Stelle des Zusammenlaufs der Wagen in den Ordnungsgleisen bestimmen, so erkennt man, daß die lediglich zur Abstandshaltung verringerte Laufweite einen störenden Einfluß auf den Betrieb kaum ausüben kann. Daß eine sonst mögliche Laufwegbremsung durch die Abstandsbremsung nicht beeinflußt wird, wurde schon dargelegt (vergl. Organ, Heft 12 vom 15. Juni 1930, S. 297). Da man bei modernen Ablaufanlagen, wie vorher gezeigt, schon wegen der Laufwegbremsung in der Verteilungszone Balkenbremsen verwendet, können diese meist ohne weiteres auch zur Abstandsbremsung mitbenützt werden, so daß dann für Abstandsbremsen keine besonderen Mehrkosten entstehen.

Mit der Untersuchung in Ablaufplan I wird nun der Nachweis erbracht, daß diese Talbremse sich zur Abstandsbremsung vorzüglich eignet. Es kann daraus abgelesen werden, daß mit einer solchen Talbremse die Zerlegungsgeschwindigkeit bei gutem Wetter von 1,50 bzw. 1,21 m/sec auf 2,25 bzw. 1,65 m/sec, bei schlechtem Wetter von 0,45 bzw. 0,41 m/sec auf 1,40 bzw. 1,14 m/sec gehoben werden kann. Die erreichbaren Zerlegungsgeschwindigkeiten sind bei gutem Wetter jenen bei der Rampenbremse errechneten gleich, bei schlechtem Wetter bleiben sie hinter jenen zurück, sind aber, insbesondere bei einer Weichenumstellzeit von 1 Sek. für sehr hohe Anforderungen vollständig ausreichend. Da an der Stelle der Talbremse nun die wirklichen Laufverhältnisse der Wagen schon mit genügender Sicherheit beurteilt werden können, besteht bei ihrer Verwendung zur Abstandsbremsung tatsächlich auch die Möglichkeit, die Bremsung richtig durchzuführen und die errechneten Zerlegungsgeschwindigkeiten bzw. entsprechenden Leistungen zu erzielen. Man erkennt, daß auf modernen Ablaufanlagen, bei denen rasche Weichenumstellung sichergestellt ist und die Abstandsreglung mit Talbremsen vorgenommen wird, auch bei ungünstigem Wetter nahezu die gleiche Zerlegungsgeschwindigkeit eingehalten werden kann (1,4 m/sec), wie sie bei gutem Wetter praktisch eingehalten wird. Die Erfahrungen in den Rangierbahnhöfen Hamm, Bremen und Hochfeld-Süd bestätigen dieses Ergebnis theoretischer Berechnung vollauf in der Praxis, obgleich die Bremsen hier der kombinierten Aufgabe — zugleich auf Abstand und Laufweite zu bremsen — dienen. Die Zerlegezeit unterscheidet sich in diesen Bahnhöfen bei gutem und schlechtem Wetter nur ganz unwesentlich, nur die Beidrückzeiten werden größer infolge der verminderten Lauffähigkeit der Wagen, was dann durch vermehrte Beidrückarbeit ausgeglichen werden muß. Die vorzügliche Eignung der Talbremsen zur Abstandsreglung ist hiermit theoretisch und praktisch nachgewiesen.

Wenn so die Talbremse alle Anforderungen, die an eine Abstandsbremse bezüglich Ermöglichung bzw. Aufrechterhaltung großer Zerlegeleistungen gestellt werden können, erfüllt, so läßt sie selbst in diesen seltenen, für die Wagenfolge allerungünstigsten Fällen noch Laufwegbremsung zu, wie aus den Abbildungen $A_b$ und $A_c$, sowie $B_b$ und $B_c$ des Ablaufplans I zu entnehmen ist. $A_b$ und $B_b$ zeigen das zur Abstandswahrung erforderliche Mindestbremsmaß, $A_c$ und $B_c$ das ohne Beeinflussung des nachfolgenden Schlechtläufers mögliche Größtbremsmaß bei den angegebenen Zerlegungsgeschwindigkeiten. Selbst bei einer Zerlegungsgeschwindigkeit von 2,25 m/sec, die in der Praxis bei Einzelwagenablauf nicht erreicht wird, könnte immer noch außer der Abstandsbremsung eine Vorbremsung auf Entfernungen von der Gleisbremse von 700 bis 300 m in den Ordnungsgleisen so vorgenommen werden, daß die Wagen mit Geschwindigkeiten von 0 bis 3 m/sec in diese Zone einlaufen; bei den praktisch angewandten Zerlegungsgeschwindigkeiten von etwa 1,5 m/sec ist der Spielraum viel größer. Dabei ist nicht berücksichtigt, daß in einem Teil der der Berechnung zugrunde gelegten seltenen Fällen der ungünstigsten Aufeinanderfolge von drei Wagen der dritte Wagen (Schlechtläufer) auch etwas abgebremst werden kann, wodurch dann auch für den voranlaufenden Gutläufer ein stärkeres Bremsmaß zulässig wird und damit die durch die Vorbremsung beherrschte Zone wesentlich nach den vorderen Spitzen der Gleise zu verlängert wird. Bei schlechtestem Wetter (Frost und Gegenwind) und 1,4 m/sec Zerlegungsgeschwindigkeit beherrscht man in gleicher Weise trotz der Abstandsbremsung durch Laufwegbremsung den ganzen vorderen Teil der Ordnungsgleise, der bei solchem Wetter mit Rücksicht auf die Schlechtläufer allein in Frage kommt, bis etwa 135 m hinter die Gleisbremse. Wird dann einmal bei gutem Wetter vor einer dieser seltenen Abstandsbremsungen, für die die Wahrscheinlichkeit nur $\frac{1}{120000}$ ist, auch noch eine starke Laufwegbremsung erforderlich, so wird — da dann u. U. schon der Schlechtläufer gebremst werden muß — ein oder der andere Wagen etwas zu kurz oder falsch laufen und von der Rangierlokomotive nachbehandelt werden müssen; dies kann in diesen seltenen Fällen, wie die Erfahrung beweist, ruhig in Kauf genommen werden.

Die Praxis an modernen Ablaufanlagen mit täglichen Belastungen von 3000 bis 4200 Wagen, die ohne Vergrößerung des Zerlegetempos durch Ausnützung der Zwischenzeiten zwischen den einzelnen Zerlegungen auch auf 5000 bis 6000 Wagen gesteigert werden könnten, zeigt nämlich, daß die kombinierte Abstands- und Laufwegbremsung mit Talbremsen als Vorbremsen bei dieser Belastung bzw. dem dort gebräuchlichen Zerlegetempo (50 Wagen in 6 Minuten) noch gut durchgeführt werden kann. Wenn trotz dieser feststehenden Tatsache vorstehend auf theoretischem Weg hierfür der Nachweis nochmals erbracht wurde, so geschah dies, weil eigentümlicherweise von verschiedenen Seiten diese Tatsachen einfach ignoriert werden und auf „theoretischem“ Weg versucht wird, die Wirklichkeit wegzubeweisen, indem man Fälle, die, wie die Wahrscheinlichkeitsrechnung zeigt, äußerst selten eintreten und dann nur eine kleine, leicht zu behebende Störung ergeben, unzulässig verallgemeinert und sie als ausschlaggebend hinstellt. Die Tatsache, daß kombinierte Abstands- und Laufwegbremsung mit hochwertigen Talbremsen bei richtiger Ausgestaltung vom Gleis- und Profilplan heute hohen Ansprüchen genügt, sollte gerechterweise nicht mehr bestritten werden.

Mit Trennung von Abstands- und Laufwegbremsung durch Anordnung zweier Talbremsenstaffeln könnte theoretisch noch eine Leistungssteigerung erzielt werden; betrieblich und wirtschaftlich ist diese Trennung aber einer Bremstafel mit kombinierter Bremsung unterlegen, solange man mit ihr auskommen kann.

Sollten zukünftig noch höhere Anforderungen für die Zerlegeleistung, insbesondere in bezug auf Wetterunempfindlichkeit und desgleichen auf weitergehende Erfüllung der kombinierten Aufgabe gestellt werden, so wird m. E. dem in vollkommener Weise durch die Talwärtsverlegung der zentralen Talbremsenreihe um eine Weichenstaffel entsprochen, wobei dem störenden Einfluß der verlängerten freien Ablaufzone bis zu den Talbremsen durch eine möglichst automatisch wirkende Rampenbremse zwecks $\Delta t$ Ausgleich begegnet werden müßte.

nisse zentrale Bremsung nicht durchführbar ist, oder aus dem Vorhandensein und der Verwendung schwach wirkender Bremsen, die zur Erzielung größerer Bremsleistungen eine große Länge erfordern, die nur auf mehrere hintereinandergelegene Bremsen aufgeteilt unterzubringen ist. Dieser letztere Grund führte insbesondere in Frankreich und Amerika zu zahlreichen Anlagen mit mehrfach gestaffelter Bremsung.

In Frankreich wurde die Hemmschuhgleisbremse mechanisiert und für zentrale Bedienung eingerichtet. Es wurden dort zwei verschiedene Systeme, das von Deloison und das von Cadis verwendet*). Die Hemmschuhgleisbremse ist stets eine Schwachbremse, bei deren Verwendung für größere Bremsarbeiten sehr lange Bremswege, also mehrere hintereinanderliegende Bremsen erforderlich werden. Ihre Verwendung führte also zwangsläufig zur mehrfach gestaffelten Bremsung, für die als Beispiel in Abb. 11 der Bahnhof Lille-La Déliverance

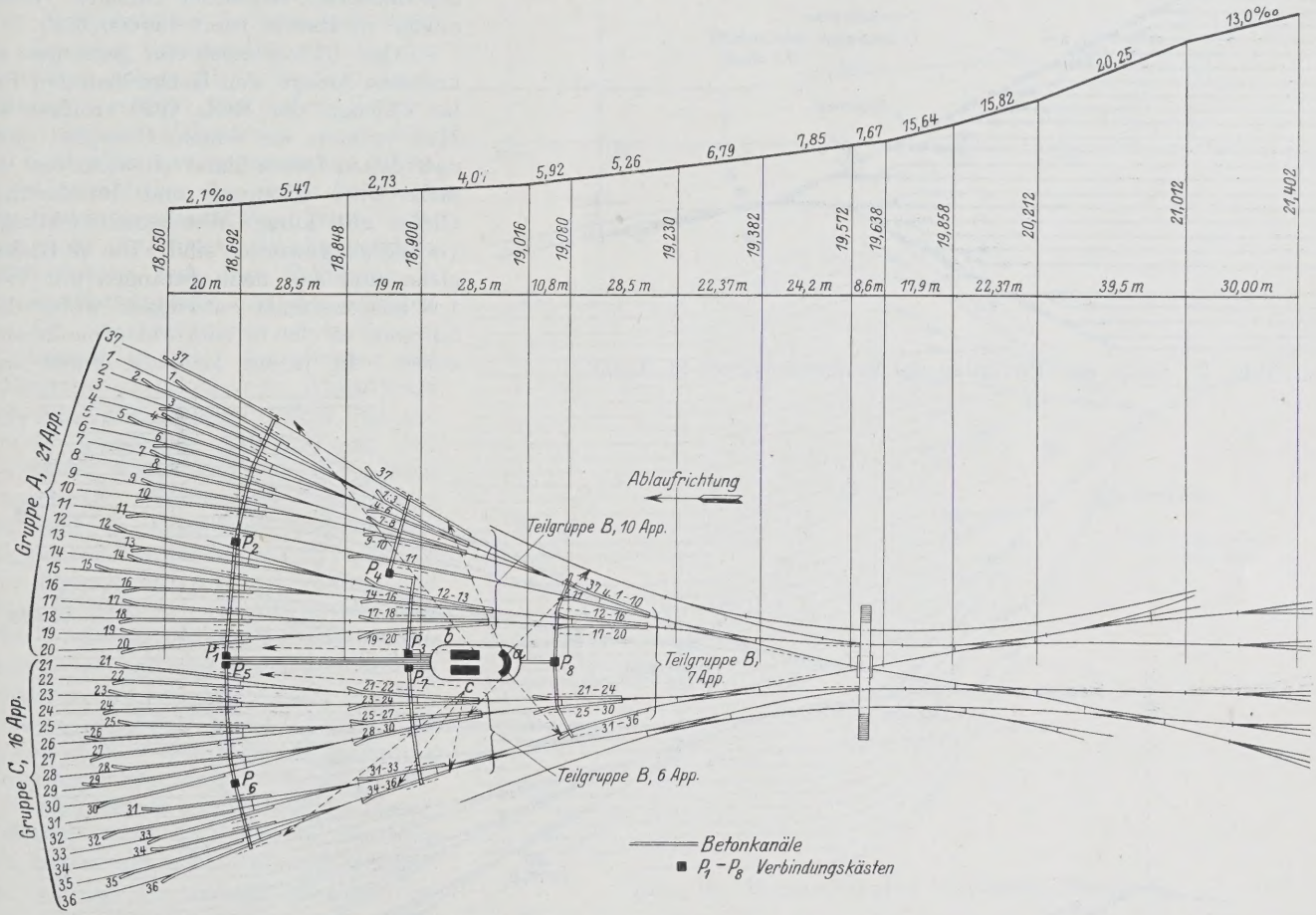



Abb. 11. Rangierbahnhof La Déliverance.

Die zweite Art der Abstandsbremsung ist die mehrfach gestaffelte Bremsung mit zahlreichen hintereinandergelegten Bremsen, die in der Regel neben der Abstandsbremsung gleichzeitig zur Laufwegbremsung dienen. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß man auch mit dieser Bremsung arbeiten kann, theoretisch müßte durch eine kontinuierliche Bremsung sogar ein vollständiger Ausgleich der Laufzeitunterschiede trotz verschiedener Laufwiderstände und hohe Leistungsfähigkeit zu erzielen sein; praktisch wird leider dieses Ziel meist nur sehr unvollkommen — insbesondere auf Kosten der Laufwegbremsung — und stets nur mit hohen Kosten erreicht.

Die mehrfach gestaffelte Bremsung entwickelte sich überall, wo sie heute verwendet wird, entweder aus den besonderen Ablaufverhältnissen auf längeren Flachrampen (Gefällsbahnhöfe), auf denen ohne Änderung der Gefällsverhältgezeigt sei, in dem 63 mechanisierte Hemmschuhgleisbremsen eingebaut sind, die durch drei Bremswärter von einem zentralen Bremsturm aus bedient werden. Daß ich mechanisierte Hemschuhgleisbremsen an sich für Zwecke der fernbedienten Abstands- und Laufwegbremsung als von der technischen Entwicklung der deutschen Balkenbremsen überholt ansehe, habe ich schon früher ausgeführt. Daß solche Anlagen auch nach der Seite der Bau- und Betriebskosten nicht befriedigen, zeigen die Ausführungen von Dr. Frohne in dem oben erwähnten Aufsatz im Organ, wo er die jährlichen Kosten der Bremsen-Anlage in La Déliverance nach deutschen Preisen auf rund 120000 $\mathcal{RM}$, die Anlagekosten zu 472000 $\mathcal{RM}$ berechnet. Das ist unvergleichlich viel mehr als eine Anlage nach deutschem Muster mit zentraler Bremsung für gleiche Leistung

*) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1929, Heft 13. Siehe auch Abb. 16 dieses Aufsatzes.

erfordert. Selbst wenn man sicherheitshalber die m. E. etwas hohen Ansätze Dr. Frohnes für die Gleisbremsen auf zwei Drittel heruntersetzt, so daß man zu 320000 $\mathcal{RM}$ Anlagekosten und etwa 90000 $\mathcal{RM}$ Jahreskosten käme, wäre die Anlage noch erheblich teuerer als eine entsprechende deutsche Anlage mit Zentralbremsen. Dabei ist bei der französischen Anlage sowohl die Quantität und Qualität der Hemmschuhbremsung als auch die Leistungsfähigkeit der Anlage geringer als bei den neueren deutschen Anlagen.

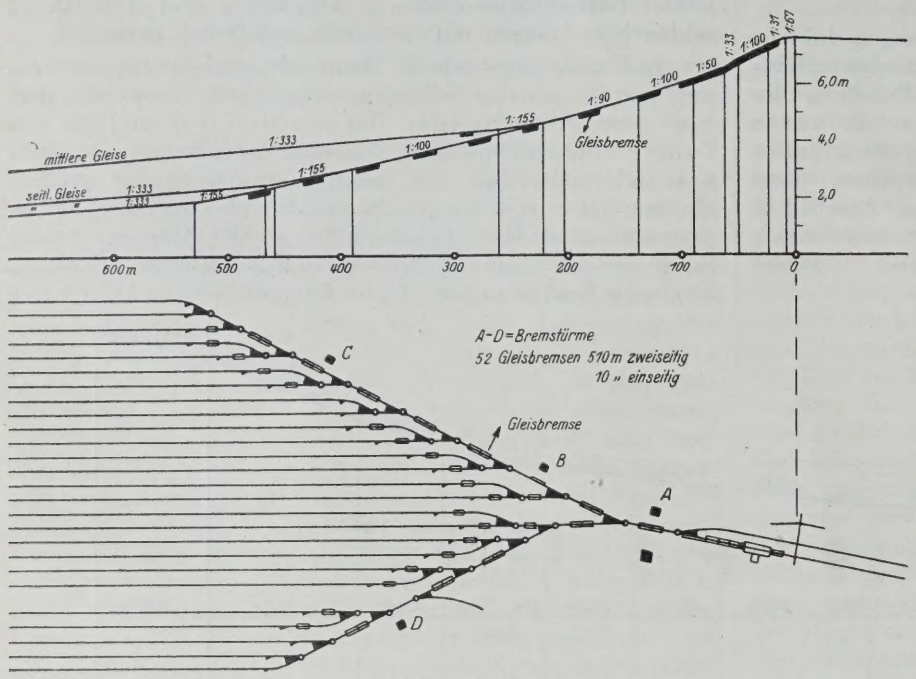



Abb. 12. Gleis- und Profilplan des Rangierbahnhofs St. Louis.

In Amerika steht die Hanauerbremse*) als zentralbediente Balkenbremse in Gebrauch, die mit verhältnismäßig geringen Bremsdrücken arbeitet, um die bei diesem nicht gewichtsautomatischen Bremssystem bestehende Entgleisungsgefahr zu vermeiden. Diese Bremsen erfordern für die sichere Abbremsung von 1 m Geschwindigkeitshöhe etwa 20 m Länge. Als Beispiel einer solchen Anlage ist in Abb. 12 der Gleis- und Profilplan des Rangierbahnhofs St. Louis gegeben, bei dem für 26 Richtungsgleise zweiseitige Hanauerbremsen in einer Länge von 510 m und einseitige von 10 m eingebaut sind; die 52 Gleisbremsen werden von vier Bremstürmen aus bedient. Die Kosten dieser Bremsanlage beliefen sich auf 450000 Dollar, ein gewaltiger Betrag im Vergleich mit den Kosten zentralisierter deutscher Anlagen (Bremsenanlage in Hamm rund 160000 $\mathcal{RM}$).

Abb. 13 zeigt noch eine ganz neue amerikanische Anlage, den Rangierbahnhof Proviso bei Chicago, der Ende 1929 eröffnet wurde. Man erkennt an seinem Gleisplan deutlich, daß die in Deutschland entwickelten Grundsätze über Streuung und Büschelung der Gleise mit kurzer Weichenentwicklung hier vorbildlich geworden sind. Die 59 Richtungsgleise sind aus neun Strängen mit Weichen 1:8 ausgezeichnet entwickelt, wobei die Gefahrzone ca. 360 m vom Ablaufpunkt entfernt endet. In jedem Laufweg liegen in vier Staffeln acht elektrisch angetriebene Hanauergleisbremsen von je 12 m Länge, zusammen also 96 m Länge, die $8 \times 12 \times 0{,}05 = 4{,}8$ m Bremshöhe abbremsen können, was unter Berücksichtigung eines Laufweges von 270 m bis zur letzten Bremse und eines Laufwiderstandes von 3 kg/t der bei 5,6 m Berghöhe vorhandenen Geschwindigkeitshöhe entspricht

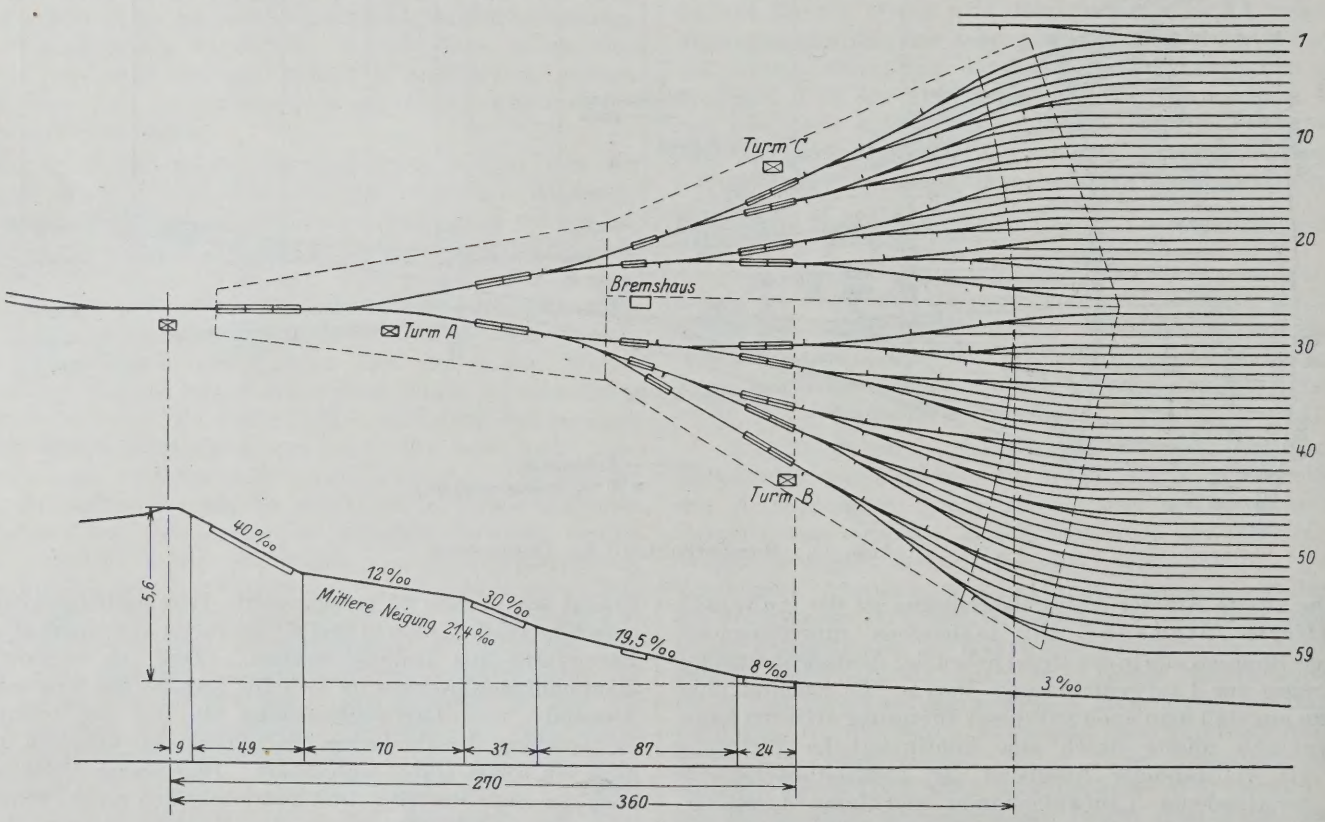



Abb. 13. Rangierbahnhof Proviso bei Chicago.

*) Verkehrstechnische Woche, Heft 10, 1928. Siehe auch Abb. 19 dieses Aufsatzes.

(5,6 — 270 × 0,003 = 4,8 m). Die Bedienung erfolgt von drei Bremstürmen aus. Die Profilausbildung ist eine Flachrampe von 21,4‰ durchschnittlicher Neigung, die unterteilt ist in eine stärkere geneigte Anfangsstrecke zum „Starten" der Wagen und stärkere Neigung in den vorderen Gleisbremsen, damit bei Fehlbremsungen die Wagen in den Bremsen nicht hängen bleiben. Die Anlage soll in 24 Stunden 3400 Wagen leisten, einmal sollen sogar 100 Wagen in einer einen Zerlegezeit von 20 Minuten verarbeitet worden sein. Für die kritische Bewertung fehlt leider die Angabe des Gruppenfaktors, infolgedessen kann eine Umrechnung auf deutsche Verhältnisse unter alleiniger Bezugnahme auf die Wagenlänge u. U. unzutreffend sein. Da 360 m Gleisbremsen und drei Bremstürme mit drei Stellwerken vorhanden sind, muß mit erheblich größerem Anlage- und Bedienungsaufwand und einem Mehrfachen des Unterhaltungsaufwandes deutscher zentralisierter Anlagen gerechnet werden. In jeder Bremsstaffel sind bei der amerikanischen Anlage Abstands- und Laufwegbremsung vereinigt; die hohen Zerlegeleistungen werden infolgedessen doch sehr stark auf Kosten der Laufwegbremsung gehen, was um so bedenklicher ist, als in den stark geneigten Richtungsgleisen (3‰) keine Nachbremsung mehr stattfindet. Die Zulässigkeit dieser Betriebsform mag ihre Erklärung in der Zentralpufferkupplung und der robusten Bauart der amerikanischen Güterwagen finden. Besonderer Wert ist offenbar auf große Betriebstüchtigkeit des Ablaufbergs auch bei schlechtem Wetter gelegt, da der 6,6 m hohe Ablaufberg selbst Wagen mit einem mittleren Widerstand von 16‰ noch sicher durch die Weichenzone von 360 m hindurchbringt; in Deutschland rechnet man ungünstigstenfalls hierfür nur mit 12 bis 13‰.

Ganz allgemein kann gesagt werden, daß die Bedienung mehrfach gestaffelter Bremsen unter allen Umständen wegen der längeren Beobachtungsdauer und mehrmaligen Bremsung des einzelnen Wagens unter sonst gleichen Verhältnissen erheblich mehr Personal als Zentralbremsen mit einmaliger Beobachtung und einmaliger Bremsung erfordert, also höhere Betriebskosten ergibt, daß die Unterhaltungskosten der zahlreichen Bremsen erheblich höher sind als bei wenigen Zentralbremsen und daß die Anlagekosten bei Verwendung von Hanauerbremsen ein Mehrfaches*) derjenigen von deutschen gewichtsautomatischen Bremsen betragen und höchstens bei mechanisierten Hemmschuhbremsen etwa gleich werden können, wobei aber die Leistungen beschränkt und die Qualität der Bremsung geringer ist als bei Zentralbremsung mit hochwertigen Balkenbremsen. Der Einbau der vielen Gleisbremsen verlängert die Gefahrzone, ihre Benutzungsweise beeinträchtigt die Güte der Laufwegbremsung. Das Überschneiden der Verantwortlichkeit der Bremswärter macht es bei Unfällen schwer, den Schuldigen zu ermitteln.

Es sei hier angeführt, daß auf der Tagung des internationalen Eisenbahnkongresses in Madrid folgende Konklusion**) gefaßt wurde:

„Je größer das Ausmaß, bis zu dem die Bremskraft mit der nötigen Elastizität ihrer Anwendung konzentriert werden kann, um so weniger Bedienungspersonal ist nötig für einen schnellen Ablaufbetrieb, da dann ein Bremser, statt einen Wagen oder Wagengruppe durch eine Folge von Bremsen beobachten zu müssen, seine Aufmerksamkeit dem nächstfolgenden Wagen oder Wagengruppe schneller zuwenden kann."

Mit der deutschen Entwicklung der Ablaufanlagen mit einmaliger Bremsung durch hochwertige Balkenbremsen in Verbindung mit gut ausgebildeten Gleis- und Profilplänen und betriebstüchtigen Ablaufbergen ist man nach allem vorher Ausgeführten ganz offenbar auf dem besten Weg zur Erreichung hoher betrieblicher Leistungen unter Wahrung von Wirtschaftlichkeit und Sicherheit. Daß man dies auch schon im Ausland erkannt hat, beweisen die nach deutschem Muster erbauten Rangierbahnhöfe in Whitemore (Abb. 14) (England), Mutenzerfeld (Schweiz) und Mailand (Italien).

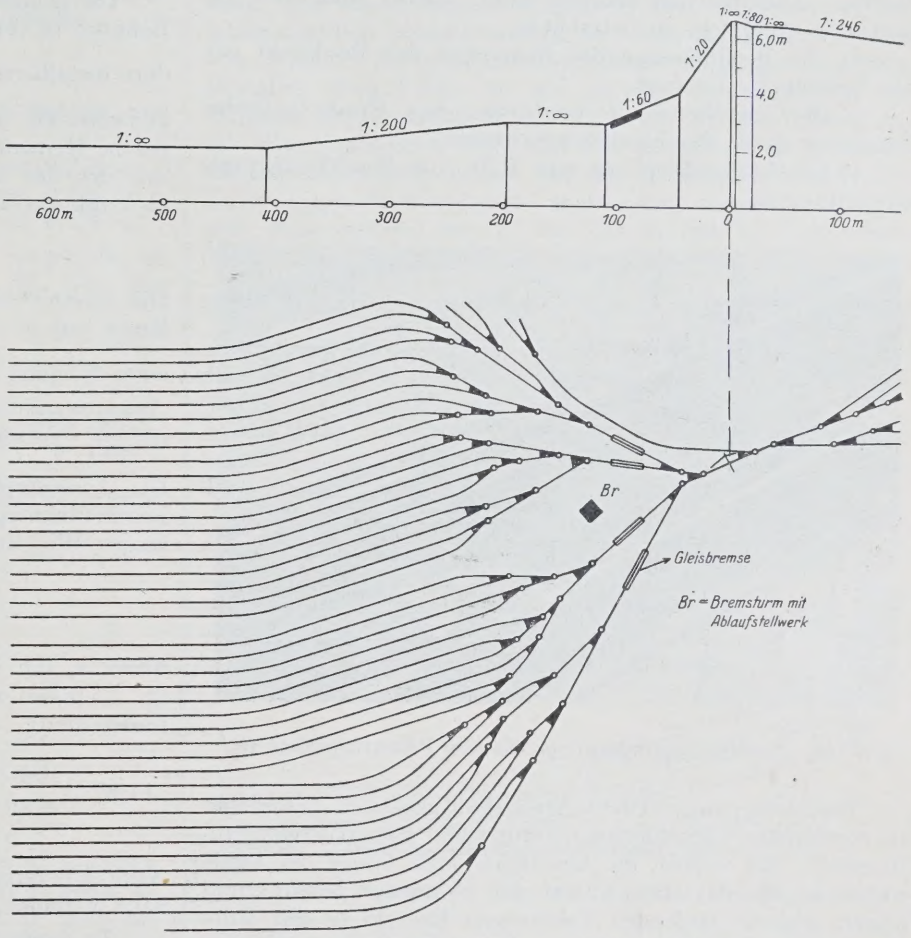



Abb. 14. Rangierbahnhof Whitemote (England).

Wo man in der Lage ist — bei Neubauten und vielen Umbauten — diesen Weg zu beschreiten, sollte man bei dem heutigen Stand der Technik, solange es die Bergbelastung zuläßt, einmalige Bremsung mit Vereinigung von Laufweg- und Abstandsbremsung wählen, und diese nur, wo man damit nicht mehr durchkommt, nach Abstandsbremsung und Laufwegbremsung trennen. Wo bei schlechtem Gleis- und Profilplan damit nicht anzukommen ist, wird diejenige Bremsanordnung die beste sein, die mit der Mindestzahl von Bremsstaffeln auskommt.

## 5. Was kann man mit Beschleunigungsvorrichtungen erreichen?

Die aus der Unterschiedlichkeit der Fahrzeugwiderstände resultierende Verschiedenheit ihrer Lauffähigkeit, die sich bei

*) Der höhere Aufwand ist in Amerika tragbar, da durch die Mechanisierung die zahlreichen vorher vorhandenen Wagenbegleiter (car-riders) wegfallen und daher auch große Ersparnisse erzielt werden.

**) Railway Age 1930, Heft 23, S. 1369.

dem Zerlegungsgeschäft im freien Ablauf sowohl dadurch auswirkt, daß die Fahrzeuge für ein- und denselben Laufweg verschieden große Zeiten benötigen, als auch dadurch, daß die Laufwege ungleich ausfallen müssen, kann außer durch Bremsen, die im wesentlichen den Gutläufern Energie abnehmen, auch in umgekehrter Richtung durch Vorrichtungen beeinflußt werden, die den Schlechtläufern Energie zuteilen. Solche Vorrichtungen werden mit Rücksicht auf ihre kinetische Wirkung als „Beschleunigungsvorrichtungen" oder „Beschleunigungsantriebe" bezeichnet.

Es soll im folgenden untersucht werden, in welcher Weise solche Beschleunigungseinrichtungen beim Zerlegungsgeschäft Verwendung finden können und welche Vorteile ihr Einsatz gegenüber dem „freien" und dem „durch Bremsen beeinflußten" Ablaufbetrieb bringen kann. Dabei sind drei verschiedene Aufgaben zu betrachten.

a) Die Beeinflussung der Fahrzeuge mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel.

b) Die Vergrößerung der Laufweiten, bzw. Ersatz fehlender Berghöhe durch Beschleunigungsantriebe.

c) Die Abstandsreglung mit Hilfe von Beschleunigungseinrichtungen.

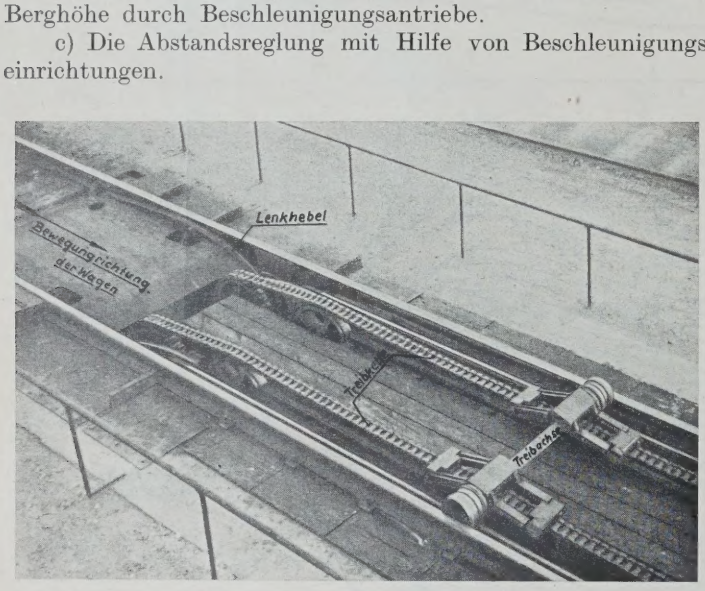



Abb. 15. Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich.

Beschleunigungsvorrichtungen sind praktisch ausgeführt als sogenannte „Beschleunigungsantriebe" Bauart Pösentrup-Heinrich. Sie werden im Ablaufgleis kurz hinter der Stelle eingebaut, wo der freie Ablauf der Fahrzeuge beginnt und führen schlecht laufenden Fahrzeugen Energie zu mit Hilfe eines endlosen Kettenantriebes, der zwischen den Schienen der Gleise eine Welle mit Druckrollen trägt, die hinter die Spurkränze der Räder fassen und auf dem durch den Kettenantrieb festgelegten Wege eine beschleunigende Kraft auf das Fahrzeug abgeben (vergl. Abb. 15).

### a) Beeinflussung der Fahrzeuge mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel.

Der Beschleunigungsantrieb kann wegen der Schwierigkeiten, die für die bauliche Ausbildung (Massenbeschleunigung, Kraftschluß am Fahrzeug) vorliegen, nicht im Bereich der hohen Geschwindigkeiten, also etwa am Fuß der Steilrampe, eingebaut werden. Es ist daher jedenfalls vorläufig nicht möglich, diese Einrichtung z. B. an Stelle einer Talbremse, die zur Laufwegbremsung der Fahrzeuge auf das für sie bestimmte Laufziel dienen kann, zu verwenden. Die Unmöglichkeit des Einsatzes eines Beschleunigungsantriebes zur Laufwegreglung an Stelle einer Vorbremse innerhalb der Weichenzone liegt aber nicht nur in dem Umstande begründet, daß der Antrieb vorläufig nicht für hohe Geschwindigkeiten gebaut werden kann, sondern auch darin, daß mit der Einrichtung — ihres Charakters als „Antrieb" wegen — eine an der Einsatzstelle des Antriebes vorhandene zu hohe Geschwindigkeit nicht reduziert werden kann, während eine Gleisbremse umgekehrt die Reduktion jeder beliebigen praktisch vorkommenden Geschwindigkeit bis auf den Wert Null vorzunehmen gestattet.

Eine Beeinflussung der Fahrzeuge durch einen Beschleunigungsantrieb innerhalb der Weichenzone mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel, die einer Laufwegbremsung durch eine Talbremse gleichwertig wäre, ist demnach nicht möglich.

### b) Vergrößerung der Laufweiten, bzw. Ersatz fehlender Berghöhe durch Beschleunigungsantriebe.

Die neueste Beschleunigungsanlage befindet sich auf dem Bahnhof in Osnabrück. Nach Literaturangaben*) beträgt die dort installierte Leistung 64 kW $= 6520 \frac{\text{mkg}}{\text{sec}}$. Nimmt man zunächst an, daß diese dauernd zur Verfügung steht und in jedem Moment voll ausgenutzt wird, dann ist die Kraft K mit der das Fahrzeug künstlich beschleunigt werden kann als Funktion der Geschwindigkeit gegeben durch die Gleichung

$$K = \frac{6520}{v}.$$

Die Gesamtbeschleunigung b ergibt sich für einen Schlechtläufer mit $g' = 8{,}9$, einem Laufwiderstand von $12\,^0/_{00}$**) und einer Neigung der Steilrampe von $\frac{1}{30} = 0{,}0333$ zu:

$$b = \frac{8{,}9}{10}\left[\frac{6{,}52}{v} + 0{,}033 \cdot 10 - 0{,}012 \cdot 10\right] = 0{,}89\left[\frac{6{,}52}{v} + 0{,}283\right]\frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

Die Auslaufgeschwindigkeit $v_a$, mit der das Fahrzeug den Beschleunigungsantrieb verläßt, findet sich für den 11,27 m langen Weg aus der Gleichung:

$$s = \int_{v_e}^{v_a} \frac{v}{b}\,.\,dv,$$

wobei $v_e$ die Einlaufgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist, die zu 1,5 m/sec angenommen wird. Mit den obigen Werten findet man:

$$11{,}27 = \frac{1}{0{,}89}\int_{1{,}5}^{v_a} \frac{v\,dv}{\left[\frac{6{,}52}{v} + 0{,}283\right]} = \frac{1}{0{,}89}\int_{1{,}5}^{v_a} \frac{v^2\,dv}{[6{,}52 + 0{,}283\,v]}.$$

Nach Auswertung des Integrals und Auflösung der Gleichung nach v findet man $v_a = 6{,}83$ m/sec.

Zu dieser Untersuchung ist zu bemerken, daß sich wohl die Leistung des Antriebs trotz der hierfür vorgesehenen besonderen Steuerungsart kaum so vollkommen der Wagengeschwindigkeit wird anpassen können. Die Endgeschwindigkeit wird also praktisch unter der berechneten liegen und kann im Dauerbetrieb das in der Literatur*) angegebene Maß von 7 m/sec in dem bezeichneten Falle nicht erreichen. Nur bei Aufzehrung der Energie der Schwungmassen der Antriebsmaschine wird dies im Einzelfalle vielleicht möglich sein.

Die dem Fahrzeug durch den Antrieb unter den zunächst gemachten Voraussetzungen zugeführte Energie ergibt sich aus folgender Überlegung: Würde das Fahrzeug frei ablaufen,

*) Vergl. Kaempff, Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich. (Verlag Guido Hackebeil, ohne Angabe des Erscheinungsjahres.)

**) Kaempff legt seinen Untersuchungen einen Laufwiderstand von $13{,}4\,^0/_{00}$ zugrunde. (Vergl. die Abhandlung „Über Ablaufberge und die Überlegenheit der Beschleunigungsvorrichtung". Verkehrstechnische Woche 1926, Hefte 8, 9 und 10.)

o würde es am Ende der 11,27 m langen Strecke die Geschwindigkeit $v_a$ erreichen, die sich errechnet aus:

$$11{,}27 = \frac{v_a^2 - 1{,}5^2}{2\,b_0};$$

la die natürliche Beschleunigung unter dem Einfluß der Schwerkraft $b_0 = 8{,}9\ (0{,}033 - 0{,}012) = 0{,}187$ ist, findet man:

$$v_a = 2{,}09 \text{ m/sec}.$$

Die vom Beschleunigungsantrieb geleistete Arbeit A' würde mithin betragen:

$$A' = \frac{10}{2 \,.\, 8{,}9}\,[6{,}83^2 - 2{,}09^2] = 23{,}80 \text{ mt}.$$

Rechnet man die wirklich übertragene Arbeit zu 80%, so ist:

$$A = A' \,.\, 0{,}8 = 23{,}80 \,.\, 0{,}8 = 19{,}05 \text{ mt}.$$

Die der Leistung des Antriebs entsprechende Zusatzberghöhe $\Delta H$ ist daher für einen 10-t-Wagen bestenfalls:

$$\Delta H = \frac{19{,}05}{10} = 1{,}905 \text{ m}.$$

etzt man voraus, daß stets die Antriebsnutzleistung von 9,05 mt übertragen wird, so ergibt sich:
für einen 20-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,952 m
für einen 30-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,635 m
für einen 40-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,476 m.

Legt man konstante Laufwiderstände w zugrunde, so errechnet sich die Laufweitenvergrößerung $\Delta L$ aus der Gleichung:

$$\Delta L = \frac{\Delta H}{w}.$$

Mit einem Beschleunigungsantrieb kann daher die Laufweite der Wagen gegenüber freiem Ablauf vergrößert werden um folgende Maße:

ür einen 10-t-Wagen mit $w = 12\,‰$ (schlechtes Wetter):

$$\Delta L = \frac{1{,}905}{0{,}012} = 159 \text{ m},$$

ür einen 20-t-Wagen mit $w = 9\,‰$:

$$\Delta L = \frac{0{,}952}{0{,}009} = 105{,}8 \text{ m},$$

ür einen 30-t-Wagen mit $w = 6\,‰$:

$$\Delta L = \frac{0{,}635}{0{,}006} = 105{,}8 \text{ m},$$

ür einen 40-t-Wagen mit $w = 3\,‰$ (gutes Wetter):

$$\Delta L = \frac{0{,}477}{0{,}003} = 159 \text{ m}.$$

t demnach eine Vergrößerung der Laufweite in gewissen Grenzen durch Beschleunigungsantriebe möglich, so fehlt zu einer richtigen Einstellung an seiner Einsatzstelle noch die Kenntnis der wirklichen Lauffähigkeit der Wagen, wie sie an der Talbremse vorhanden ist. Mit letzterer läßt sich also in allen Fällen, wo betriebstüchtige Ablaufberge vorhanden sind, eine genauere und umfassendere Reglung der Laufweiten durchführen als mit Beschleunigungsantrieben. Der Einbau eines Beschleunigungsantriebs kommt daher nur dort in Frage, wo die richtige Ausgestaltung der Zerlegungszone nach Gleisplan und Längenprofil (betriebstüchtiger Ablaufberg, Eilrampe) unter Einsatz einer Talbremse unmöglich oder insgesamt zu teuer ist.

### Abstandsreglung mit Hilfe von Beschleunigungseinrichtungen.

Wie es mit kurz unterhalb des Scheitels angeordneten regulierbaren Bremsen möglich ist, eine Abstandsreglung durch Hemmung der Gutläufer durchzuführen, kann umgekehrt die kurz unterhalb des Ablaufpunkts eingebaute regulierbare Beschleunigungseinrichtung zur Abstandsreglung in der Weise benen, daß den Schlechtläufern kinetische Energie zugeführt ird. Besteht also theoretisch die Möglichkeit guter Abstandsreglung sowohl für Rampenbremse wie für Beschleunigungsantrieb, so lassen beide bisher doch, wie schon früher gezeigt, nur eine schematische, keine individuelle Bremsung zu, da man bis heute die Lauffähigkeit der Wagen am Berggipfel noch nicht beurteilen kann. Die Abstandsreglung durch Beschleunigungsantrieb ist daher heute derjenigen mit Talbremse ebenso unterlegen, wie jene mit Rampenbremse und außerdem entstehen bei Verwendung des Beschleunigungsantriebs noch höhere Betriebs- und Unterhaltungskosten als beim Einsatz einer Rampenbremse.

Für die Beurteilung der mit der Beschleunigungseinrichtung erzielbaren größten Zerlegungsleistung ist festzustellen, nach welchem Zeitabstand der Antrieb wieder arbeitsbereit wird, nachdem ein Fahrzeug beschleunigt worden ist. Zieht man die Aufeinanderfolge von zwei oder mehr zu beschleunigenden Schlechtläufern in Betracht, so ist die Zeit von 10 Sek.*) für den Umlauf der Beschleunigungsvorrichtung zuzüglich etwa 1 Sek. für die jeweilige Neueinstellung des Antriebs hierfür maßgebend; die durch die Beschleunigung der Wagen zwischen Gut- und Schlechtläufern auftretenden Laufzeitunterschiede wirken bei den in Betracht kommenden Zerlegungsgeschwindigkeiten noch nicht störend. Hieraus geht ohne weiteres hervor, daß der Antrieb bei 9 m langen Wagen leistungssteigernd nur wirken kann bis zu Zerlegungsgeschwindigkeiten von höchstens $v_0 = \frac{9}{11} = 0{,}82$ m/sec. Diese Zerlegungsgeschwindigkeit bleibt weit zurück hinter jener, die bei richtiger Ausbildung des Gleisplans und des Längenprofils und Einsatz guter Talbremsen erreicht werden kann. Auch hier ist also die erreichbare Leistungssteigerung eng begrenzt, aber doch für manche Fälle ausreichend.

Aus diesen Betrachtungen ergibt sich, daß man durch den Einsatz eines Beschleunigungsantriebs da, wo man einen betriebsuntüchtigen (zu niedrigen) Ablaufberg hat und diesen nicht umbauen kann oder will, einen teueren Ersatz fehlender Berghöhe bieten und die Laufweiten der Wagen entsprechend vergrößern, also die Betriebstüchtigkeit der Anlage etwas steigern kann, nicht aber die Zerlegungsgeschwindigkeit einer bestehenden Anlage und damit ihre Leistungsfähigkeit wesentlich (über 0,7 bis 0,8 m/sec) heben kann. Bei der Entscheidung über den Einbau einer solchen Anlage muß man sich daher genau klarmachen, was man unter den vorliegenden Verhältnissen damit erreichen kann und was die Verbesserung wirklich kostet. Dabei sind neben den Anlage- und Unterhaltungskosten auch die Betriebskosten (Stromkosten) in Betracht zu ziehen, die bei der mit starken Motoren (64 kW) ausgerüsteten Anlage nicht unbeträchtlich sind. Beschleunigungsantriebe stellen daher stets nur Notbehelfe bei bestehenden unmodernen Anlagen dar, mit denen man Krankheitserscheinungen wohl mildern, die Krankheit selbst: die unrichtig angelegte Zerlegungsanlage, aber nicht beseitigen kann.

Abb. 16a. System der Hemmschuhgleisbremse Deloison.

*) Vergl. Kaempff, Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich. (Verlag Guido Hackebeil, ohne Angabe des Erscheinungsjahres).

### 6. Nach welchen Gesichtspunkten sind Gleisbremsen zu wählen?

In den Abb. 16a, b; 17a, b; 18a, b; 19a, b sind dargestellt: die Hemmschuhgleisbremse Deloison, die zweiseitige Thyssen-

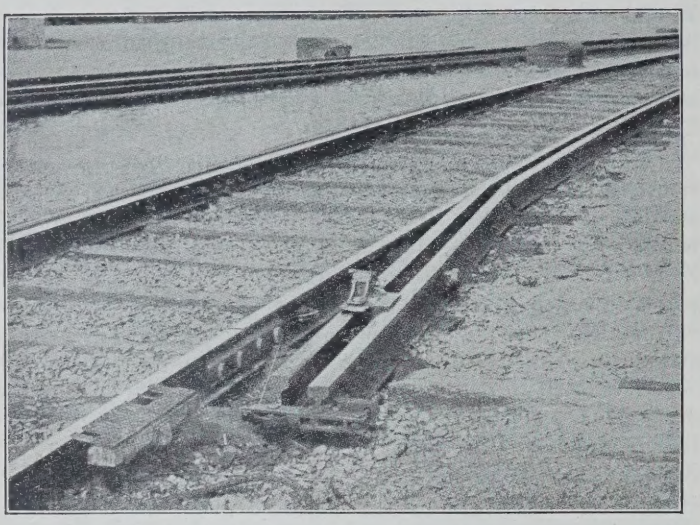


Abb. 16b. Hemmschuhgleisbremse Deloison, Gesamtbild.

bremse, die Wirbelstrombremse und die Hanauerbremse, die als typische Vertreter der verschiedenen Arten von Gleisbremsen angesprochen werden können. Die Jordanbremse ist neuerdings auf Gewichtsautomatik umgebaut worden, Erfahrungen mit dieser neuen Konstruktion liegen mir noch nicht vor, weshalb sie hier nicht mitbehandelt wird. Von der Thyssenbremse sind bei der Reichsbahn 21 Stück eingebaut und z. T. schon jahrelang im Betrieb erprobt, an Private und ins Ausland sind 26 Stück geliefert. Von der Wirbelstrombremse ist erst eine Ausführung im Rangierbahnhof Magdeburg-Buckau im Betrieb, die nachstehenden Angaben beziehen sich daher auf diese erste Versuchsausführung, was zu berücksichtigen ist.

Nachstehend sollen die Forderungen, die an Gleisbremsen zu stellen sind, zusammengestellt und — soweit mir Unterlagen zur Verfügung stehen — nachgeprüft werden, wie weit sie von den verschiedenen Gleisbremsen erfüllt werden.

Gleisbremsen sollen Bremsarbeit leisten (quantitative Forderung) und zwar unter möglichster Schonung von Wagen und Ladung (qualitative Forderung) und zu möglichst billigem Preis (ökonomische Forderung).

a) Quantitative Forderung:

Die von den einzelnen Gleisbremsen zu fordernde Arbeit geht aus ihren örtlichen und betrieblichen Aufgaben hervor. Teils müssen sie in der Lage sein, die Ablaufgeschwindigkeit der Wagen nur um ein bestimmtes Maß zu verringern, teils diese vollständig auf Null herabzusetzen, also die Wagen auf Halt zu bremsen. Letztere Forderung wird oder sollte doch an alle Talbremsen, die als Vorbremsen dienen, gestellt werden, um in Fällen von Entgleisung oder Zusammenstößen in den Weichenstraßen im Ablauf begriffene Wagen, die nicht mehr an den ersten Verteilungsweichen abgelenkt werden können, festzuhalten, und um in Fällen, in denen man die Bremsung anfangs zu schwach bemessen haben sollte, eine Kraftreserve zum Ausgleich zu besitzen. Die geforderte Geschwindigkeitsverminderung oder Haltbremsung muß bei allen vorkommenden Wagen und unter allen, auch ungünstigsten Verhältnissen möglich sein. Man drückt die geforderte Bremsleistung am besten und klarsten aus durch die abgebremste Geschwindigkeitshöhe oder Bremshöhe $H_b$: das „Bremssoll".

$$H_b = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g} \pm \Delta A_b.$$

$v_e$ bedeutet die Einlauf-, $v_a$ die Auslaufgeschwindigkeit der Wagen in bzw. aus der Gleisbremse, $\Delta A_b$ die Beschleunigungs-

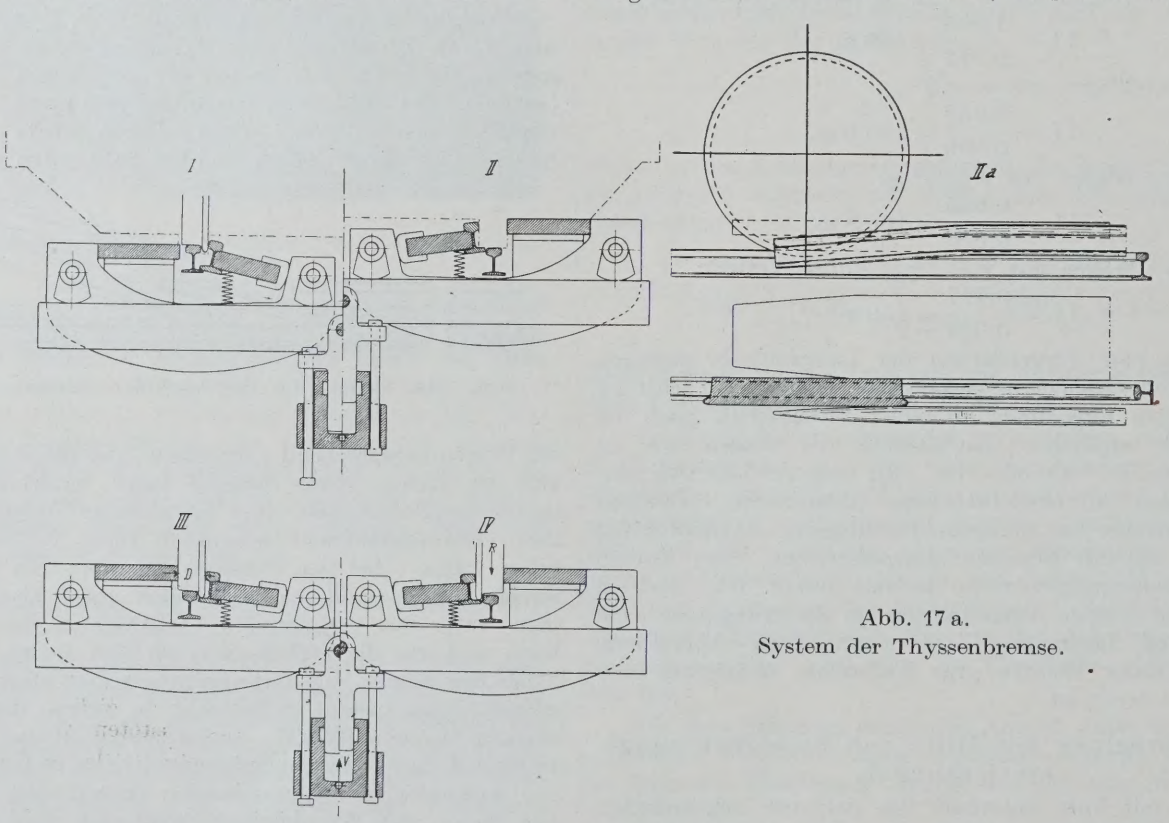



Abb. 17a.
System der Thyssenbremse.

(+) bzw. Verzögerungs-(−)Arbeit innerhalb der Bremse bei ungebremstem Ablauf der Wagen *).

Soll die Bremse gerade ausreichen, um die Wagen bis zu

*) Legt man die Bremse in eine Neigung, die etwa dem mittleren Laufwiderstand der Wagen entspricht, so kann genügend genau $\Delta A_b = 0$ gesetzt werden.

ihrem Ende auf Halt zu bremsen, so wird $H_b = H - h_w$, also gleich der Höhe H des Ablaufbergs über dem Ende der Bremse vermindert um die Widerstandshöhe $h_w$ des Weges l vom Ablaufpunkt bis ans Ende der Bremse $h_w = l \times w$.

Unabhängig von ihren sonstigen Eigenschaften muß jede Gleisbremse unter allen Umständen das verlangte „Bremssoll" $H_b$ erfüllen, das der Eisenbahnfachmann in jedem Fall eindeutig angeben kann und das auch einwandfrei nachgeprüft werden kann. Angebot und Abnahme von Gleisbremsen wären daher in erster Linie auf dieses „Bremssoll" abzustellen. Mit der Angabe, daß eine Bremse eine gewisse Bremsarbeit A in mt leistet, kann man ohne weiteres nichts anfangen, da diese Angabe erst brauchbar wird, wenn sie zu dem Wagengewicht in Beziehung gesetzt wird. Erst wenn die bei Maximalbremsung noch sicher zu leistende Bremsarbeit $A_{max}$ in Beziehung zum größten vorkommenden Wagen bzw. Achsgruppengewicht $G_{max}$ gebracht wird, hat man das „Bremsist" $h_{b\,max}$, das dem geforderten „Bremssoll" $H_b$ gegenübergestellt werden kann.

$$h_{b\,max} = \frac{A_{max}}{G_{max}} \geqq H_b.$$

Das auf 1 m Bremsenlänge bezogene „Bremsist"

$$\frac{h_{b\,max}}{L} = h_b{}^1{}_{max}$$

gibt einen guten Vergleichsmaßstab für die quantitative Leistung verschiedener Bremsen und ermöglicht es dem Eisenbahnfachmann, der sein Bremssoll $H_b$ kennt, rasch und sicher die in jedem Fall erforderliche Bremsenlänge L aus der Gleichung:

$$L = H_b : h_b{}^1{}_{max}$$

zu bestimmen und nach Lieferung und Einbau der Bremse das „Bremsist" $h_b{}^1{}_{max}$ für 1 m Bremsenlänge leicht nachzuprüfen.

Diese Nachprüfung kann auf folgende Art erfolgen: Mit den betriebsfertigen Bremsen werden im normalen Ablaufbetrieb eine größere Anzahl Maximalbremsungen durchgeführt, die Bremsarbeiten $A_{max}$ einzeln bestimmt und aus ihnen die zugehörigen $h_b{}^1{}_{max}$ berechnet.

Die maximale Bremsarbeit einer Vollbremsung ergibt sich einfach aus der Gleichung:

$$A_{max} = \frac{\Sigma G}{2g}(v_e{}^2 - v_a{}^2)\ ^*).$$

Da weiter bei Durchlaufbremsung die Gleichung besteht:

$$A_{max} = \Sigma G \,.\, L \,.\, h_b{}^1{}_{max}$$

folgt hierfür:

$$h_b{}^1{}_{max} = \frac{A_{max}}{\Sigma G \,.\, L'},$$

wobei $\Sigma G$ = Gesamtgewicht des Wagens bzw. der Wagengruppe ist.

Bei Haltbremsung, bei der also der Wagen oder die Wagengruppe innerhalb der Bremse zum Stehen kommt, ist $v_a = 0$:

$$A_{max} = \frac{\Sigma G}{2g} \,.\, v_e{}^2.$$

Da hierbei aber nur ein Teil der Bremsenlänge ausgenützt wurde, muß man die Bremswege l und die Gewichte der einzelnen Achsen bei der Berechnung von $h_b{}^1{}_{max}$ berücksichtigen und erhält:

$$h_b{}^1{}_{max} = \frac{A_{max}}{\Sigma(1 \times G)}.$$

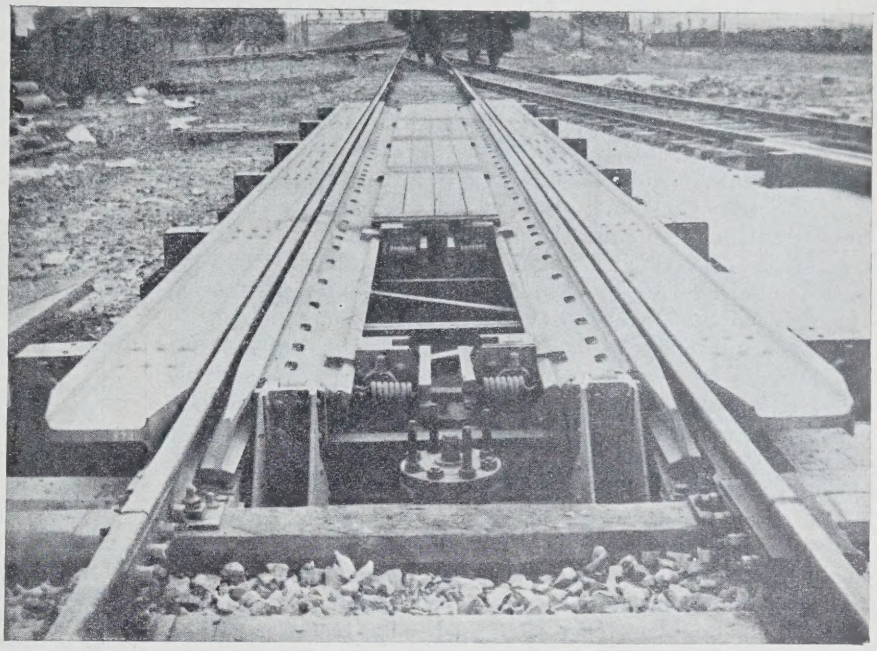
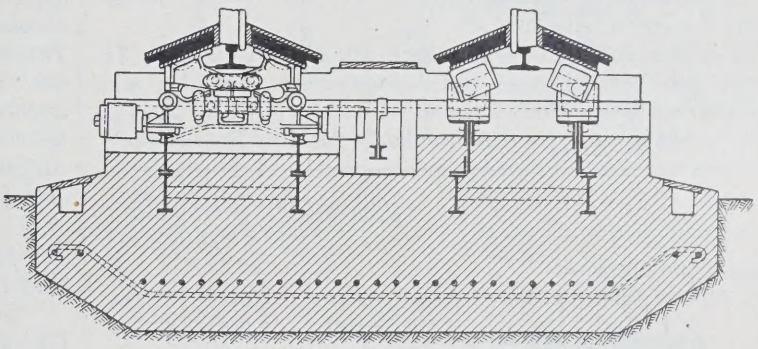
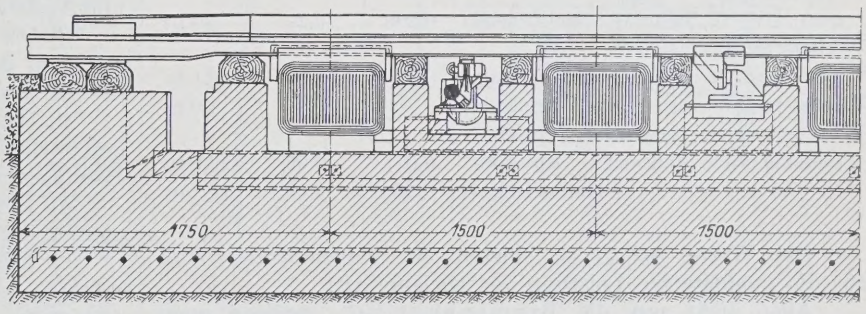


Abb. 17 b. Thyssenbremse Gesamtbild.



Querschnitt




Längsschnitt

Abb. 18 a. Wirbelstrombremse.

Die so aus Versuchen ermittelten Werte $h_b{}^1{}_{max}$ trägt man zweckmäßig graphisch über dem zu jedem $h_b{}^1{}_{max}$ zugehörigen Achsgewicht auf und zeichnet — nach arithmetischer Mittelbildung — jeweils die Linie der Mittelwerte ein.

In den Abb. 20, 21 und 22, Taf. 31 ist gezeigt, wie solche graphischen Darstellungen für verschiedene bekannte Gleisbremsen aussehen werden. Die Darstellung soll vor allem das Verfahren klarlegen, wie sich die aus der Konstruktion

*) $\Delta A_b$ ist gemäß Fußnote S. 504 gleich Null gesetzt.

ergebenden Unterschiede im „Bremsist" bei verschiedenen Gleisbremsen feststellen lassen, und soll die auftretenden Streuungen anschaulich zeigen. Die in Abhängigkeit von den Achsgewichten angegebenen Mittelwerte von $h_b{}^1_{max}$ (strichpunktierte Mittellinie) entsprechen etwa den bekanntgewordenen Leistungen der bisher ausgeführten Gleisbremsen der angegebenen Art. Bei gewichtsautomatischen Bremsen (Thyssenbremse, Hemmschuhbremse) steigt bei der Maximalbremsung die Bremskraft B linear mit dem Achsgewicht bis zu einem von diesem abhängigen Höchstwert (Abb. 23, Taf. 31). Die Mittellinie für $h_b{}^1_{max}$ muß daher parallel zur Abszissenachse verlaufen (Abb. 20 und 21), d. h. $h_b{}^1_{max}$ ist für alle Achsgewichte konstant. Bei nicht gewichtsautomatischen Bremsen (Hanauerbremse, Wirbelstrombremse) ist die Bremskraft $B_{max}$ bei Maximaleinstellung konstant (Abb. 24, Taf. 31 *), da sie nur von dem Streuungsmaß, nicht aber vom Wagengewicht abhängig ist; die Mittelwerte von $h_b{}^1_{max}$ nehmen bei ihnen mit zunehmendem Achsgewicht hyperbolisch ab (Abb. 22, Taf. 31).

Für die Bemessung der Bremsenlänge ist nun nicht der kleinste Mittelwert von $h_b{}^1_{max}$, sondern der Kleinstwert von $h_b{}^1_{max}$ maßgebend, mit dem bei ungünstiger Bandagenbeschaffenheit im Betrieb — von ganz ausgefallenen Fällen abgesehen — gerechnet werden muß. Erfahrungsgemäß liegen diese Kleinstwerte $h_b{}^1_{max/min}$ bei allen bekannten Balkenbremsen bei verschiedenem Bandagenmaterial bis zu einem Drittel unter den entsprechenden Mittelwerten. Um den maßgebenden Kleinstwert $h_b{}^1_{max/min}$ zu erhalten, vermindert man die aus den Versuchen sich ergebenden kleinsten Mittelwerte von $h_b{}^1_{max}$ — bei gewichtsautomatischen Bremsen also das für alle Achsgewichte gleiche $h_b{}^1_{max}$, bei nicht gewichtsautomatischen Bremsen das $h_b{}^1_{max}$ für das größte Achsgewicht — um 30 bis 33%.

Nach den Mittellinien der Abb. 20, 21 und 22, Taf. 31 ergeben sich beispielsweise für Achsgewichte von 20 t, wie sie heute zugelassen sind, folgende Werte $h_b{}^1_{max}$; $h_b{}^1_{max/min}$ (bei 33% Abzug) und $L^1$ (Bremsenlänge für 1 m Bremshöhe):

| | $h_b{}^1_{max}$ | $h_b{}^1_{max/min}$ | $L^1$ |
|---|---|---|---|
| Hemmschuhgleisbremse | | | |
| gem. Abb. 21 2 gleichschwere Achsen | 0,063 | 0,044 | 22,8 m |
| 4 „ „ | 0,040 | 0,028 | 35,8 m |
| 6 „ „ | 0,022 | 0,015 | 66,7 m |
| Thyssenbremse | | | |
| gem. Abb. 20 (beliebig viele Achsen) | 0,298 | 0,20 | 5,0 m |
| Wirbelstrombremse | | | |
| gem. Abb. 22 (beliebig viele Achsen) | 0,13 | 0,09 | 11,1 m |
| Wirbelstrombremse (neuer Entwurf) | — | 0,11 | 9,0 m |
| Hanauerbremse (besonders ermittelt, | | | |
| beliebig viele Achsen) Amerika: | 0,07 | 0,05 | 20,0 m |
| Deutschland: | 0,13 | 0,09 | 11,1 m |

Die Werte $h_b{}^1_{max/min}$ bieten ein einwandfreies Maß für die quantitative Leistung der Gleisbremsen.

Aber nicht nur die Bremsquantität, sondern auch ihren Preis muß der Eisenbahnfachmann, der eine Bremse wählen soll, kennen. Dieser Preis wird zweckmäßig, um vergleichbare Resultate zu erhalten, auf gleiche Leistung bezogen, also z. B. auf 1 m sicher abzubremsende Geschwindigkeitshöhe, für die die erforderlichen Bremslängen in der vorstehenden Tabelle enthalten sind. Nach den ungefähren heutigen Preisen der verschiedenen Bremsarten, die natürlich bei der lebhaften Entwicklung auf diesem Gebiet nicht feststehen und sich noch erheblich ändern können, würde für 1 m abzubremsende Geschwindigkeitshöhe etwa zu zahlen sein:

| Bremsenart | Erforderliche Länge für 1 m Bremshöhe m | Vergleichspreis für 1 m Bremshöhe ℳ |
|---|---|---|
| Einseitige Hemmschuhgleisbremse für maximal sechs Achsen . . . | 66,7 *) | 10000 |
| Einseitige Thyssenbremse für beliebig viele Achsen . . . . . | 14,0 | 10000 |
| Zweiseitige hydraulische Thyssenbremse für beliebig viele Achsen . | 5,0 | 15000 |
| Zweiseitige Wirbelstrombremse (Magdeburg) für beliebig viele Achsen . . . . . | 11,1 | 80000 |
| Zweiseitige Wirbelstrombremse (neuer Entwurf) für beliebig viele Achsen . . . . . | 9,0 | 45 — 40000 |
| Zweiseitige Hanauerbremse für beliebig viele Achsen: | | |
| a) in Amerika . . . . . | 20,0 | 75000 |
| b) in Deutschland . . . . . | 11,1 | 27000 |

Die Anlagekosten für die gleiche Arbeitsleistung würden nach diesen Ansätzen also z. B. bei der neuen Wirbelstrombremse heute nahezu 2,6- bis 3mal so viel betragen als bei der Thyssenbremse. Ob für die gleich große Bremsleistung bei der einen Bremse ein höherer Preis angemessen ist als bei einer anderen, wird davon abhängen, wie sie den neben den quantitativen Forderungen an sie zu stellenden qualitativen Forderungen und jenen an die Wirtschaftlichkeit ihres Betriebs gerecht wird.

b) Qualitative Forderungen:

Bezüglich der Qualität der Bremsen und der Bremsung sind folgende Forderungen aufzustellen:

$\alpha$) Die Länge der Bremse soll bei ihrem Einbau in die Gleisanlage keine nennenswerte Verlängerung der Gleisentwicklung und damit der Gefahrzone bedingen. Der Einbau und Ausbau selbst darf keine größeren Schwierigkeiten bereiten.

$\beta$) Die Bremswirkung je Achse soll möglichst gleichmäßig auf dem gesamten Bremsweg bleiben, um gute Ausnutzung der Bremse zu erzielen.

$\gamma$) Die auftretende Höchstverzögerung — nicht die gemittelte! — darf mit Rücksicht auf die Vermeidung von Ladungsverschiebungen einen Höchstwert nicht überschreiten.

$\delta$) Die Bremse muß so eingerichtet sein, daß ein Entgleisen der Wagen in ihr ausgeschlossen ist.

$\varepsilon$) Der Einlauf in die Bremse muß möglichst stoßfrei erfolgen, die Bremskraft soll rasch auf ihren vollen Wert ansteigen.

$\zeta$) Die Bremse muß so kräftig gebaut sein, daß Betriebsstörungen infolge Schadhaftwerdens möglichst vermieden werden.

$\eta$) Die Bremse muß auf die Steuerung sehr rasch reagieren, um feinfühlige Bremsung sicherzustellen.

$\vartheta$) Die Wagen dürfen bei der Bremsung nicht beschädigt oder unzulässig beansprucht werden.

Zu $\alpha$) Die für gleiche Bremsleistung erforderlichen Bremsenlängen sind in der vorangegangenen Tabelle gegeben. Man

*) In Wirklichkeit ist mit zunehmendem Gewicht ein leichtes Ansteigen der mittleren Bremskraft für eine Achse festzustellen, was darauf zurückzuführen ist, daß die volle Bremskraft erst ca. 3 m hinter dem Einlauf vorhanden ist. Die geringere Ausnützung der Bremse auf der Einlaufstrecke wirkt bei leichteren Wagen stärker auf das Mittel als bei schweren wegen des kürzeren Gesamtbremsweges.

*) Für diese Länge sind mindestens drei Einheiten von Hemmschuhgleisbremsen erforderlich.

sieht daraus, daß insbesondere bei Hemschuhbremsen und Hanauerbremsen die Unterbringung der großen Bremsenlängen Schwierigkeiten bereitet und die Gefahrzone wesentlich verlängert. Bei den Balkenbremsen erfordert die Thyssenbremse nur etwa die Hälfte der Länge einer Wirbelstrombremse, diese wiederum nur etwa die Hälfte einer Hanauer (in USA.) und letztere etwa ein Drittel einer Hemmschuhbremse.

Da alle diese Bremsen auch einseitig ausgebildet werden können, besteht die Möglichkeit, sie z. T. in die Weichen einzubauen, wodurch an Länge der Gleisentwicklung u. U. gespart werden kann. Dieser Einbau einseitiger Bremsen sollte mit Rücksicht darauf, daß Weichen an sich schon empfindlichere Stellen im Gleis darstellen, m. E. auf die Fälle beschränkt werden, wo dadurch besondere Vorteile erreicht werden. Ein- und Ausbau der gebräuchlichen Bremsenarten ist in einem freien Gleisstück ohne besondere Schwierigkeiten möglich; vorteilhaft sind Bremsen, bei denen besondere Fundamente entbehrlich sind.

Zu $\beta$): Je gleichmäßiger die volle Bremskraft je Achse über die ganze Bremsenlänge wirkt, desto größer ist bei gleicher Bremskraft die Bremswirkung. Abb. 25, Taf. 31 zeigt zwei Extreme einander gegenübergestellt; man erkennt daraus die Überlegenheit des Bremsdiagramms a gegenüber b. Bei gleicher Größtbremskraft ergibt auf gleiche Länge ebenfalls die gleichmäßig verteilte gegenüber der zu einer Spitze ansteigenden Bremskraft die bessere Bremsung (Abb. 26, Taf. 31); bei verschiedener Bremsenlänge die höhere mittlere Bremskraft (Abb. 27, Taf. 31), soweit dabei die Forderung unter $\gamma$ erfüllt bleibt. Die letzte Abbildung zeigt die Bremsdiagramme der Thyssen- und Wirbelstrombremse, bezogen auf die Bremsung einer Achse eines 33-t-Wagens, wobei die Bremskräfte den früheren Abb. 23 und 24 entnommen sind. Die beiden Bremsdiagramme zeigen gleichmäßigen Verlauf der Bremskraft, aber einen erheblichen Unterschied in der Größe der Bremskraft und des Bremsweges.

Zu $\gamma$): Entsprechend den Bremskraftdiagrammen in Abb. 23 und 24, Taf. 31 ergeben sich bei Vollbremsung die auftretenden mittleren Verzögerungen b m/sec² nach Abb. 28, Taf. 31. Die mittlere Verzögerung ist bei der Thyssenbremse im wesentlichen — von der Streuung abgesehen — für alle Wagengewichte konstant und — da die Bremskraft während der einzelnen Bremsung nahezu konstant ist — gleich der höchsten bei einer bestimmten Bremsung vorkommenden Verzögerung. Bei der Wirbelstrombremse ist gemäß Abb. 24, Taf. 31 die mittlere Bremskraft bei Vollbremsung konstant anzusetzen; die Verzögerungskurve verläuft hyperbolisch; bei leichter beladenen Wagen können daher, wenn versehentlich die Bremse auf Vollbremsung eingestellt wird, unzulässige Verzögerungen (Abb. 28, Taf. 31) auftreten, ohne daß dies — wie bei Pufferanprall — sofort festgestellt werden kann. Man ist daher bei der Wirbelstrombremse in dieser Beziehung viel mehr auf das richtige Arbeiten des Bremsers angewiesen, als bei der Thyssenbremse, bei der gemäß Abb. 29 und 30, Taf. 31 bei keiner Einstellung die durch das Achsgewicht begrenzte Höchstbremskraft und Höchstverzögerung überschritten werden kann.

Zu $\delta$): Entgleisungen an der Gleisbremse würden zu starken Störungen des Ablaufbetriebs führen und müssen unter allen Umständen vermieden werden. Bei Balkenbremsen, deren Anpreßdruck vom Gewicht der Wagen unabhängig ist, kann bei zu starker Bremsung unter Umständen ein Aufsteigen des Rades und Entgleisen der Fahrzeuge eintreten. Diese Entgleisungsgefahr ist wohl auch der Grund, weshalb die Ordanbremse *), die, — wie heute noch die Hanauerbremse —, früher nach obigem System gebaut war, neuerdings auf Gewichtsautomatik umgestellt wurde. Bei gewichtsautomatischen Bremsen (Thyssenbremse) ist ein Entgleisen der Wagen dadurch ausgeschlossen, daß Bremskraft und Verzögerung durch das Wagengewicht begrenzt sind und keine unzulässigen Werte erreichen können. Ebenso sind bei der Wirbelstrombremse Entgleisungen von Leichtachsen auch bei starker Bremsung nicht vorgekommen und nach der Kraftwirkung auch nicht zu erwarten.

*) Verkehrstechnische Woche 1930, Heft 9, S. 142.

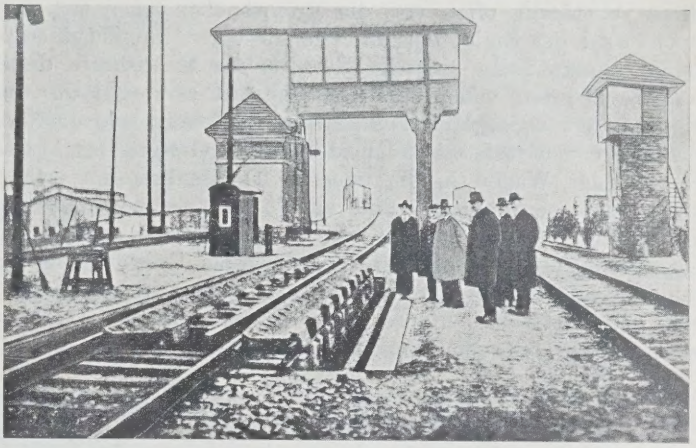


Abb. 18 b. Wirbelstrombremse, Gesamtbild.

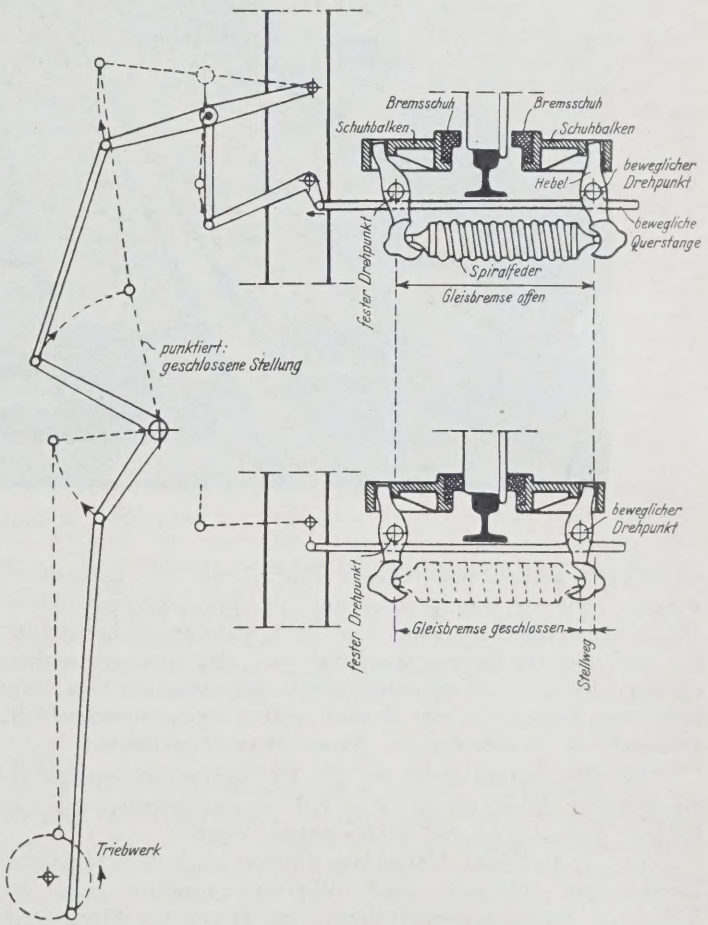



Abb. 19 a. System der Hanauerbremse.

Zu $\varepsilon$): Ein möglichst stoßfreier Eintritt in die Balkenbremse muß durch entsprechende Gestaltung ihres Einlaufs und die Art ihres Inkrafttretens sichergestellt werden. Bei der Wirbelstrombremse müssen von den eintretenden Rädern die magnetisch gegeneinandergezogenen Bremsbalken gewissermaßen aufgeschnitten werden. Beim Eintritt wirkt zunächst die Bremse nur als Reibungsbremse infolge magneti-

scher Anpressung der Bremsbalken an die Räder, erst auf einem Weg von etwa 3 m entwickelt sich die volle Wirbelstrombremskraft. Durch günstige Gestaltung des Einlaufs erfolgt trotz des erforderlichen Aufschneidens der Eintritt der Achsen in die Bremse ohne merklichen Stoß, die Bremse erfüllt somit die Bedingung unter $\varepsilon$).

Die in die Thyssenbremse eintretenden Fahrzeuge finden diese vollständig offen vor, die Bremsbacken legen sich erst während des Einlaufens an, was für einen möglichst stoßfreien Einlauf sehr günstig ist. Da die Bremskraft dabei von 0 auf ihren vollen Wert ansteigt, ist es nur nötig, das Einlaufstück so schlank auszubilden, daß kein schlagartiges Schließen eintritt, was auch durchaus gelungen ist. Der Einlauf der Wagen in die neueren Thyssenbremsen erfolgt vollkommen einwandfrei und erfüllt die unter $\varepsilon$ gestellte Bedingung. Das Geräusch, das beim Einlauf der Wagen entsteht, hat keine Stöße auf die Achsen zur Ursache, sondern seinen Grund darin, daß sich die ganze Bremse bewegt und erst der Belastung entsprechend einstellen muß. Das hat aber, wie die ganze Bewegung der Bremse während des Wagendurchlaufs, keinen nachteiligen Einfluß auf die gebremsten Wagen, sondern beansprucht nur die Bremsenkonstruktion, die auf diese Beanspruchung berechnet und danach konstruiert ist, und wie die langjährige Erfahrung zeigt, sie anstandslos erträgt. Im allgemeinen laufen die Wagenräder auf den festen Schienen, nur bei den im Betrieb selten vorkommenden Vollbremsungen werden sie von diesen etwas abgehoben.

Die Bremskraft steigt bei der Thyssenbremse rascher auf ihren vollen Wert als bei der Wirbelstrombremse, was eine bessere Ausnutzung der Bremsenlänge ergibt.

Zu $\zeta$): In dieser Beziehung dürften nach den bisherigen Erfahrungen Thyssen- und Wirbelstrombremse alle berechtigten Forderungen erfüllen. Im Gegensatz hierzu tritt bei mechanisierten Hemmschuhbremsen häufiges Schadhaftwerden auf, was in den Unterhaltungskosten zum Ausdruck kommt.

Zu $\eta$): Um das Bremsmaß gut abstufen, unter Umständen während der kurzen Durchlaufzeit mehrfach ändern zu können, ist feinste und schnellste Reaktionsfähigkeit bei hochwertigen Balkenbremsen zu verlangen. Abb. 31, Taf. 31 gibt die Reaktionszeit der Thyssenbremse und zeigt, daß die Änderung der Bremskraft von 0 bis zum Höchstwert $^1/_3$ Sekunden, Druckänderungen von 20 zu 20 Atmosphären $^1/_8$ bis $^1/_{12}$ Sekunden erfordern, das Öffnen aus Maximalstellung in $^1/_3$ Sekunden erfolgt. Sie genügt also den höchsten in dieser Beziehung zu stellenden Anforderungen.

Bei der Wirbelstrombremse erfordert die Schließzeit 0,75 bis 1,0 Sekunden, die Lösezeit 0,1 Sekunden, Druckänderungen 0,5 Sekunden.

Zu $\vartheta$): Die praktische Erfahrung mit den in Verwendung stehenden Balkenbremsen hat gezeigt, daß solche Beschädigungen nicht auftreten. Das von Dr. Ing. Gottschalk ausgebildete Berechnungsverfahren*) über die Beanspruchung der Wagenachsen bei ungleichen Bandagenstärken und der Bremsen läßt einen einwandfreien Nachweis der auftretenden Beanspruchungen zu. Letztere bleiben bei den verwendeten Balkenbremsen in zulässigen Grenzen.

Auch für die qualitativen Forderungen sollte man durch Versuchsmessungen an den vorhandenen und an allen neuen Bremsen Meßzahlen festlegen, um zu einwandfreier Beurteilung zu kommen. Es läßt sich durch Messung der Verlauf der Änderung der Wagengeschwindigkeit in den Bremsen, der Verzögerung und Bremskraft feststellen, auch die auftretenden Stöße können gemessen werden. Durch Ausbildung solcher Meß- und Prüfverfahren könnte man jederzeit nachprüfen, ob die Lieferung auch dem Angebot entspricht und man würde sehr bald Klarheit über bessere und weniger gute Konstruktionen erhalten, denn nur Zahlen beweisen; mit allgemeinen Angaben über Weichheit der Bremsung und Ähnlichem täuscht man sich vielfach nur über tatsächliche Schwächen hinweg.

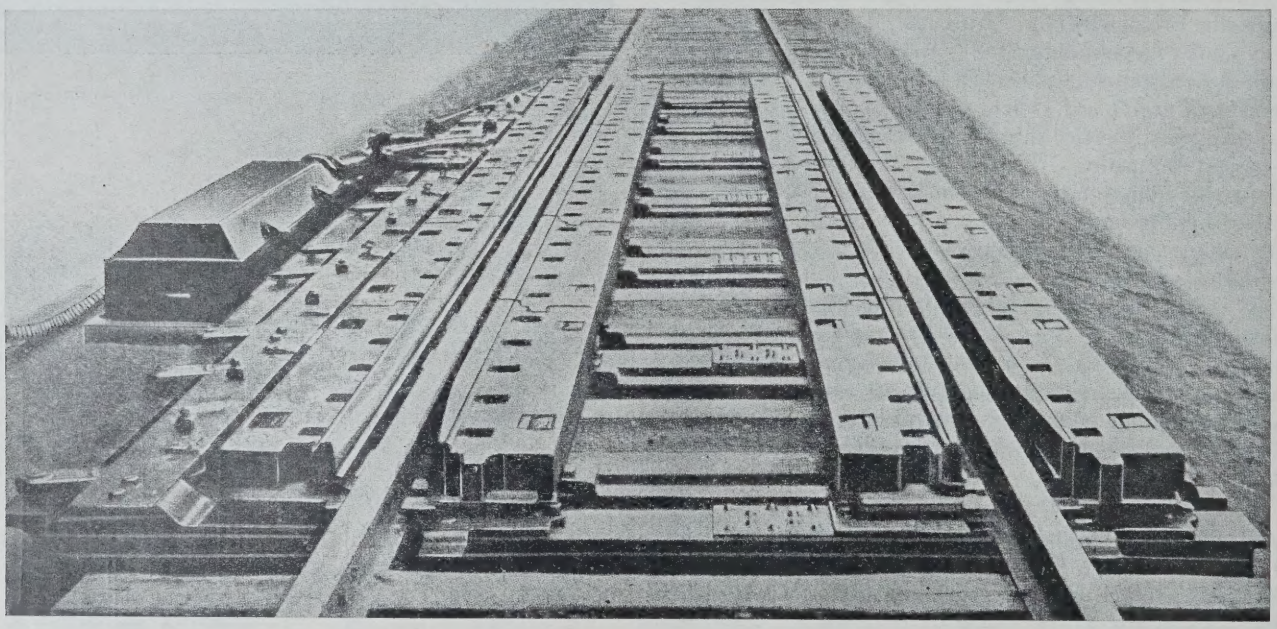


Abb. 19b. Hanauerbremse. Gesamtbild.

c) Ökonomische Forderung:

Die Kosten für Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals, für Unterhaltung und Betrieb sollen zusammen möglichst niedrig sein. Einen Überblick über die ungefähren Anlagekosten im heutigen Entwicklungszustand gab die vorangegangene Tabelle. Über die Unterhaltungs- und Betriebskosten wird von der Deutschen Reichsbahn auf den mit Balkenbremsen ausgerüsteten Bahnhöfen eine Statistik geführt, die die erforderlichen Unterlagen für die Beurteilung liefern soll. Endgültige Zahlen können aber erst in jahrelangem Betrieb gewonnen werden, auf welchen man nur bei der Thyssenbremse schon zurückblickt.

*) Verkehrstechnische Woche 1929.

Im Bezirk Essen rechnet man für die Thyssenbremsen mit *RM* Unterhaltungs- und 2,5 *RM* Stromkosten für je 000 Wagen; dazu kommen noch etwa 1,5 *RM*/1000 Wagen ir Bremsschienenverschleiß, so daß die Gesamtkosten rund *RM*/1000 Wagen betragen, denen z. B. nach der Berechnung nd Schätzung Dr. Frohnes bei den französischen Hemmschuhbremsen rund 30 *RM*/1000 Wagen gegenüberstehen.

Diesen laufenden Kosten ist demnach bei der Wahl der geeignetsten Gleisbremsen neben den Beschaffungskosten starke Beachtung zu schenken.

(Schluß folgt in einem der ersten Hefte des nächsten Jahrganges.)

# Buchbesprechungen.

*Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen und der Deutsche Lokomotivverband, zwei an der Entcklung der Lokomotive in hervorragender Weise beteiligte Organisationen, haben am Ende des hundertjährigen Entwicklungszeitumes der Dampflokomotive ein Denkmal gesetzt, indem sie berufenen Männern den Auftrag gaben, ihren Werdegang soweit er sich Gebiete des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen vollzog, auf Grund quellenmäßiger Forschung in Wort und Bild darzustellen. on diesem Werke, das den Titel trägt:*

## *Die Entwicklung der Lokomotive*

*im Gebiete des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen*

*im Verlag von R. Oldenbourg in München soeben der I. Band erschienen. Er ist von Dr. Ing. e. h. R. von Helmholtz und Ministerialt a. D. Staby bearbeitet und behandelt die Zeit von 1835 bis 1880. Der Umfang ist 460 Seiten (Lex 8), 706 Textabbildungen und Tafeln. Preis für Text- und Tafelband in Leinen 45.— RM.*

*Nachstehend geben wir eine kurze Würdigung des Werkes.*

Es ist für den Fachmann ungemein reizvoll, die Geschichte r Lokomotive zu verfolgen. Man darf hierin nicht nur eine ebhaberei ohne tieferen Hintergrund sehen; vielmehr ist es für len, der sich mit dem Bau und auch mit dem Betrieb der komotive befassen muß, eine Notwendigkeit, auch deren ganze twicklung in den hundert Jahren seit der Eröffnung der ersten senbahnen zu kennen, wenn er für alle Fragen, die an ihn rantreten, gerüstet sein will. Diesem Gedanken wollen die arbeiter des neuen Werkes Ausdruck geben, wenn sie an die itze ihrer Ausführungen das Geleitwort setzen: „Wer für die kunft arbeiten will, muß die Vergangenheit kennen."

Aber auch über den Kreis der Fachgenossen und Eisenbahner naus sollte man für die Lokomotivgeschichte — wie für die schichte des Eisenbahnwesens überhaupt — Freunde gewinnen. ne reichliche Literatur in entsprechender Form könnte vielcht doch da und dort für die heute so sehr bedrängte Eisenhn werben. Sie könnte manchen Fernstehenden dazu anregen, h etwas mehr auch mit den augenblicklichen Eisenbahnfragen d Eisenbahnsorgen zu befassen und die Verhältnisse unvorgenommen zu betrachten.

In anderen Eisenbahnländern hat man dies klarer erkannt bei uns. Namentlich in England beschäftigt sich nicht nur Fachmann, sondern auch eine breite Öffentlichkeit lebhaft t Dingen des Eisenbahnwesens. So ist auch die geschichtliche eratur über die technische Entwicklung der Lokomotive dort l umfangreicher als bei uns.

Um diese Lücke auszufüllen, hat der Verein Deutscher senbahnverwaltungen, dem seit seiner Gründung im re 1847 die Eisenbahnverwaltungen Deutschlands, Österreichs, garns und Hollands angehören und dem neuerdings auch drei nordischen Staaten und die Schweiz beigetreten sind, n schon vor Jahren entschlossen, eine zusammenhängende Gechte der Entwicklung der Lokomotive im Vereinsgebiet herausgeben. Der Deutsche Lokomotiv-Verband hat sich sem Vorhaben angeschlossen. Denn die Lokomotivindustrie ja an der Entwicklung der Lokomotive immer hervorragend eiligt, am meisten wohl in den ersten Jahrzehnten, als die enbahnen selbst noch über verhältnismäßig geringe Erfahrgen verfügten und die Entwurfsarbeiten vollständig den Fabriken rlassen mußten.

Das Werk wird in mehreren Bänden erscheinen. Der vorende erste Band umfaßt die Zeit von 1835, dem Jahr der ffnung der ersten deutschen Eisenbahn, bis zum Jahre 1880. diesen 45 Jahren ist die Entwicklung der Naßdampfkomotive mit einfacher Dampfdehnung durchgeführt und ndigt worden. Der folgende, zweite Band soll die Entwicklung Verbund- und Heißdampflokomotive im Zeitraum von 1880 1920 und ein dritter die elektrischen-, Diesel- und Hochdruckmotiven behandeln.

Für die Bearbeitung des ersten Bandes hat der herausgede Verein nach dem frühen Tode Sanzins, der zunächst zu auserwählt war, zwei bekannte Altmeister der deutschen omotivtechnik gewinnen können. Ihre Namen bürgen für den Inhalt, so daß das Buch in Fachkreisen keiner Empfehlung mehr bedarf. Dafür scheint es angebracht, an dieser Stelle auf den Inhalt näher einzugehen:

Bei dem knappen zur Verfügung stehenden Raum und dem überreichen Stoff konnte natürlich ein lückenloses Bild der Entwicklung der Lokomotive nicht gegeben werden. Es ist deshalb im ersten Teil des Buches in der Regel der Entwicklungsgang einer Bauart bei einer Eisenbahnverwaltung oder die Weiterbildung einer Bauart durch eine Lokomotivfabrik herausgegriffen und am Schluß jeder Entwicklungsstufe durch Nebeneinanderstellen der gleichen Bauart verschiedener Vereinsverwaltungen gezeigt worden, daß in dem großen Vereinsgebiet die Entwicklung meist den gleichen Weg gegangen ist. Im zweiten Teil ist die Entwicklung der wichtigsten Einzelheiten besprochen.

Die erste Lokomotive, die auf der ersten deutschen Eisenbahn von Nürnberg nach Fürth in Betrieb genommen worden ist, war die von Stephenson gebaute „Adler". Ebenso wurden auch in den folgenden Jahren in Deutschland sowohl wie auch in den übrigen Vereinsländern noch die meisten Lokomotiven aus England, einige wenige auch aus Amerika bezogen, Erst zu Anfang der vierziger Jahre begann sich in Deutschland und Österreich eine Lokomotivindustrie zu bilden, die zunächst noch tastend die fremden Vorbilder nachbaute, dann aber allmählich erstarkte und nach eigenen Entwürfen arbeitete.

So ist es zu erklären, daß die ersten im Vereinsgebiet verwendeten Lokomotiven noch alles, die späteren noch längere Zeit viel mit den damaligen englischen Maschinen gemeinsam hatten. Erst in den fünfziger Jahren beginnt der Unterschied immer kräftiger hervorzutreten.

Zeitlich und sachlich muß die Lokomotivgeschichte mit der ungekuppelten Lokomotive beginnen. Diese ist rund 30 Jahre lang vorwiegend für die Flachlandbahnen des Vereinsgebiets gebaut worden; im ersten Jahrzehnt mit Kurzrohrkessel und kurzem Achsstand, im zweiten mit Langrohrkessel und kurzem Achsstand und zuletzt mit Langrohrkessel und langem Achsstand. Zuerst wurde sie für alle Züge benützt; am Schluß hatte sie sich — vor allem in der Sonderbauart von Crampton — zur reinen Schnellzuglokomotive entwickelt, bis schließlich gegen Mitte der sechziger Jahre die Reibungszugkraft der ungekuppelten Treibachse auch für diesen Zweck nicht mehr ausreichte. Von da an wurde die Bauart im Vereinsgebiet endgültig verlassen.

Daneben haben aber schon früh auch zweifach gekuppelte Lokomotiven im Vereinsgebiet Eingang gefunden, zuerst 1837 auf der Leipzig-Dresdener Bahn. Nicht sehr häufig in der Achsanordnung B 1, öfters in der Anordnung B — vor allem in den siebziger Jahren nach den Entwürfen von Krauß —, am meisten als 1 B-Lokomotiven, die über vier Jahrzehnte — fast zu lange — bei fast allen Verwaltungen in großer Zahl gebaut wurden und die Regelbauart für den Personen- und Schnellzugdienst gewesen sind. Auch 2 B-Lokomotiven nach amerikanischen Vorbildern sind im Vereinsgebiet, vor allem in Süddeutschland und Österreich, schon seit 1846 gebaut worden. Das verwendete Drehgestell hatte zunächst noch sehr kurzen Achsstand; erst

gegen das Ende der Berichtszeit begann man es allmählich länger auszuführen.

Die ersten C-Lokomotiven waren noch aus England bezogen; in Deutschland baute jedoch Keßler in Karlsruhe schon 1845 solche für die Badische Staatsbahn. Die Beschaffung dieser Maschinentype in großer Zahl setzte aber erst in der Mitte der sechziger Jahre ein. Sie war im Vereinsgebiet bis zur Jahrhundertwende die Regel-Güterzuglokomotive; dagegen mußten verschiedene Versuche, sie in der deutschen Ausführung mit Außenzylindern und überhängender Feuerbüchse auch als Personenzuglokomotive durchzubilden, mißlingen.

Die D-Lokomotive wurde zuerst in Österreich für Steilstrecken gebaut und namentlich von Haswell gut durchgebildet. Auf den österreichischen Gebirgsstrecken konnte sie schon in den fünfziger Jahren ihre große Leistungsfähigkeit und gute Kurvenläufigkeit beweisen. Vom Beginn der sechziger Jahre ab ist sie dann, namentlich in Österreich, in größerer Zahl beschafft worden.

Weniger Bedeutung kommt neben diesen Grundbauarten den Lokomotiven mit Stütztender zu, die in verschiedenen Achsanordnungen gebaut, aber mitunter auch bald wieder auf einfachere Form umgebaut worden sind. Am bekanntesten davon sind die Engerth-Lokomotiven, die als tüchtige Gebirgslokomotiven in Österreich und auch auf ausländischen Gebirgsbahnen vielfach verwendet, aber schon gegen Mitte der siebziger Jahre nach ungefähr 20 Jahren durch die D-Lokomotiven verdrängt worden sind.

Im zweiten Teil des Buches fesselt besonders ein Auszug aus den „Grundzügen für die Gestaltung der Eisenbahnen Deutschlands" von 1850, der die Bestimmungen für den Bau der Lokomotiven und Tender wiedergibt. Es ist bemerkenswert, wie viele wertvolle Erkenntnisse dort schon niedergelegt sind, trotzdem das deutsche Eisenbahnwesen damals erst auf eine kaum 15jährige Erfahrung zurückblicken konnte. Freilich sind dabei noch manche Irrtümer unterlaufen, die z. T. auch noch lange nachher nicht erkannt wurden. So, wenn z. B. der § 134 bestimmt, daß der Kessel der Lokomotiven „so viel als tunlich niedrig" gelegt werden solle.

Manches, was wir als Erfindung unserer Zeit zu betrachten geneigt sind, zeigt uns das Buch in älterer Form. So Hülsenpuffer, Barrenrahmen, die Vorwärmung des Speisewassers und den Schlammabscheider mit Rieselblechen in besonderem Dom. Und ein „Programm zur Herstellung von Lokomotiven für die königl. bayer. Ludwig-Süd-Nord-Eisenbahn" von 1846 befaßt sich sogar in einem besonderen Paragraphen schon mit Normung, Typisierung und Austauschbau.

Bemerkenswert sind am Schluß des Buches zwei Zusammenstellungen über die im Vereinsgebiet liegenden Lokomotivfabriken — mit Angabe des Gründungsjahrs und der Zahl der bis 1880 gelieferten Lokomotiven — und über die Zahl der von den einzelnen Vereinsverwaltungen bis 1880 beschafften Lokomotiven. Aus der ersten Zusammenstellung entnimmt man u. a., wie groß der Anteil der süddeutschen Fabriken an der Entwicklung des mitteleuropäischen Lokomotivbaus gewesen ist. Daß dies nicht nur zahlenmäßig der Fall war, zeigt das Buch in seinem übrigen Teil. Man möchte aus diesem Grund die heutige, weitgehende Ausschaltung dieser Lokomotivfabriken mit ihren reichen Erfahrungen sehr bedauern.

In der zweiten Zusammenstellung wie überhaupt in dem ganzen Werk begegnet man einer großen Zahl von Eisenbahnverwaltungen, die heute z. T. kaum mehr dem Namen nach bekannt sind. Es wäre deshalb die Beigabe einer oder verschiedener Eisenbahnkarten zu begrüßen gewesen, aus denen der Leser sich über die Lage der einzelnen Bahnnetze hätte unterrichten können. Vielleicht läßt sich dieser kleine Mangel bei der Bearbeitung des zweiten Bandes beheben.

Das ganze Buch atmet Frische und Leben. Man spürt überall, daß die Bearbeiter nicht nur das fachliche Schrifttum der behandelten Zeitspanne gründlich durchgearbeitet haben — die „Ergänzungsbände" des Organs mögen dabei die wichtigste Quelle gewesen sein — sondern, daß sie auch einen großen Teil der eigenen Erinnerungen und Erfahrungen in ihr Werk hineinlegen konnten.

R. D.

**Zwanglose Mitteilungen aus dem GHH-Konzern.** Jährlich 5 bis 10 Hefte. Vertrieb durch VDI-Verlag GmbH, Berlin.

Die Gutehoffnungshütte, Oberhausen und die ihr nahestehenden Unternehmungen Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Maschinenfabrik Esslingen, Deutsche Werft, Hamburg, Schwäbische Hüttenwerke, Wasseralfingen, Osnabrücker Kupfer- und Drahtwerk, Eisenwerk Nürnberg, Zahnräderfabrik Augsburg, Deggendorfer Werft, Eisenbau Essen und Haniel & Lueg, Düsseldorf haben sich entschlossen, allgemein interessierende Erfahrungen und Versuchsergebnisse ihrer Forschungsanstalten in zwanglos erscheinenden Mitteilungen zu veröffentlichen. Der Konzern will entsprechend der Vielseitigkeit der zusammengeschlossenen Werke in den Mitteilungen alle Sachgebiete behandeln, die in den regelmäßigen Sitzungen seiner Leiter und Mitarbeiter der Versuchsanstalten, des Gießerei-Ausschusses, der Werkzeug- und Fabrikeinrichtungs-Ingenieure und des Schweißerei-Ausschusses auf der Tagesordnung stehen. Den Vertrieb dieser „Mitteilungen" hat der VDI-Verlag übernommen.

Bestimmend für den Aufbau der Mitteilungen ist die Aufgabe der technisch-wissenschaftlichen Konzernausschüsse, eine Brücke zwischen Wissenschaft und Praxis zu schlagen: einerseits dem Praktiker die Theorien der wissenschaftlichen Forschung zu vermitteln und andererseits dem Wissenschaftler die Bedürfnisse der Praxis zu übermitteln und ihn zu neuer Forschung anzuregen. Es werden also vornehmlich solche Arbeiten veröffentlicht werden, die in ihrer Problemstellung und ihrem Aufbau von vornherein die Gewähr geben, ein allgemeines Interesse zu wecken. Außer den Untersuchungen über Eigenschaften und Eignung der von den Konzernwerken hergestellten Erzeugnisse werden auch Aufsätze allgemein technischen Inhalts Berücksichtigung finden.

**Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens,** herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Berlin VDI-Verlag G. m. b. H.

Heft 317; Einfluß der Verunreinigungen im Sauerstoff und im Azetylen auf die Wirtschaftlichkeit und Güte des Schnittes und der Schweißnaht von Dr. W. Rimarski, Dipl.-Ing. C. Kantner, Dr. E. Streb.

Heft 322; Modellversuche über den Wasserumlauf in Steil- und Schrägrohrkesseln von Dr. Ing. Karl Cleve. — Strömungserscheinungen in rotierenden Rohren von Dr. Ing. Franz Levy. — Bestimmungen von Wärmeübergangszahlen durch Diffusionsversuche von Dr. Ing. Werner Lohrisch.

Heft 333: Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsantrieb von Dr. Ing. H. G. Lindner. Brosch. 5.— *RM*.

Maßgebend für die zulässige Zugkraft einer elektrischen Lokomotive mit Einzelachsantrieb ist die Treibachse mit der geringsten Schienenbelastung; die besten Verhältnisse ergeben sich dann, wenn die Schienendrücke aller Treibachsen einander gleich sind. In der ruhenden Lokomotive läßt sich dieser Zustand durch Ausgleichhebel ohne Schwierigkeiten erreichen. Bei der Fahrt mit Zugkraft ändert sich jedoch die Lastverteilung durch das Moment der Zugkraft mit dem Abstand des Zughakens von der Schienenoberkante als Hebelarm. In dem vorliegenden Forschungsheft wird bei der Untersuchung über die Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsantrieb die Frage behandelt, wie groß bei einer gegebenen Lokomotive und gegebener Zugkraft die Achsdruckänderungen und damit der Ausnutzungsfaktor werden. Bei diesen Rechnungen muß zwischen den Antrieben, bei denen der Motor teils im gefederten, teils im ungefederten Teil der Achslast ruht (Achsvorgelegemotoren) und den Antrieben mit voll im gefederten Gestellrahmen angeordneten Motoren (Gestellmotoren) ein grundsätzlicher Unterschied gemacht werden. Die Formeln sind für den allgemeinen Fall abgeleitet und dann für die gebräuchlichen Sonderbauarten in vereinfachter Form angegeben. Ein Beispiel erläutert den Rechnungsgang.

Zu dem **Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen;** Verlag Stahleisen m. b. H., Düsseldorf, das im Jahrgang 1928, Seite 262 besprochen wurde, sind inzwischen Nachtrag I und Nachtrag II erschienen.

Das Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen erschien anläßlich der Werkstofftagung Berlin 1927. Die Nachträge, die in das als Ringbuch gestaltete Handbuch leicht eingefügt werden können, sind zum Preise von 3,50 *RM* vom Verlag zu beziehen. Das Handbuch selbst kostet in Lederdecke 24.— *RM*.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

Verlag Julius Springer, Berlin.

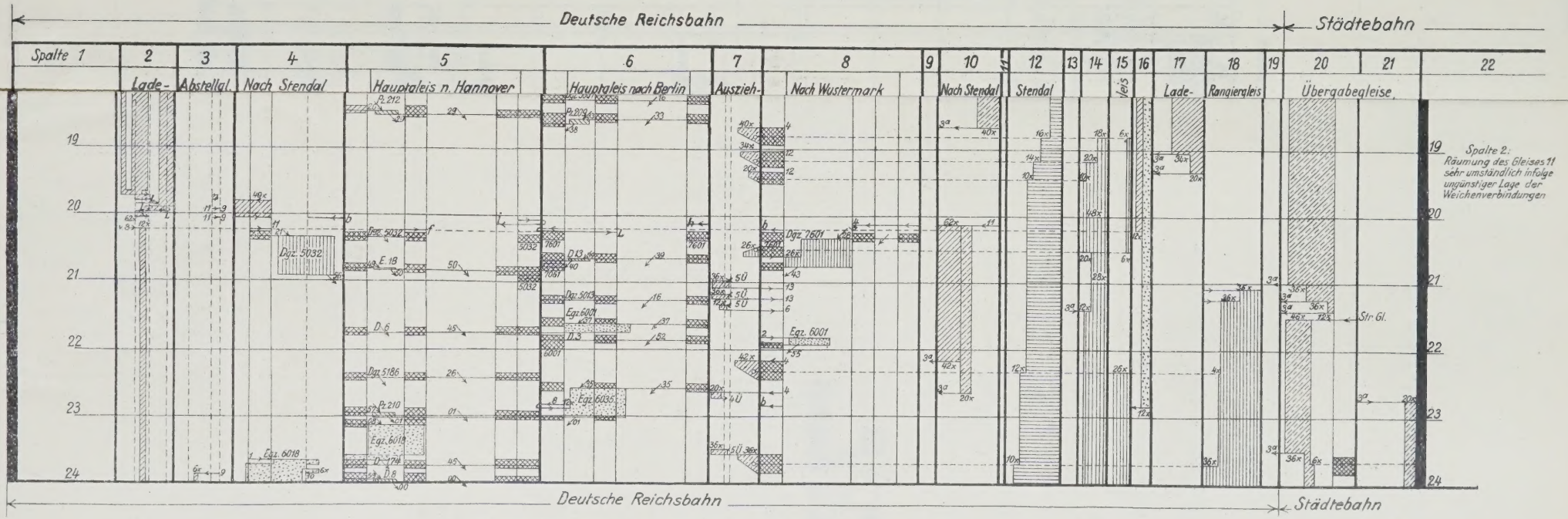
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

# Zum Aufsatz: Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen.

## Betriebsplan für den Reichsbahnhof Rathenow.

**Maßstab: 1 Std. = 11 mm, 1 Achse = 5 m Wagenlänge, 5 m = 1/10 mm.**

**Standpunkt: Empfangsgebäude.**




Zeichenerklärung

- D-Eil- und Personenzüge
- Nahgüterzüge
- Durchgangsgüterzüge
- Eilgüterzüge
- Ortsgut

Übergabe von und nach der Städtebahn

6 — 7

Zug kommt an 6.20
Zug fährt ab 6.30

Durchfahrt eines fahrplanmäß. Zuges

Durchfahrt einer Rangierabteilung

Zug kommt von Berlin / Hannover

Zug fährt nach Berlin / Hannover

3 — 4

bedeutet 10 Achsen Zugang von Gleis 3
bedeutet 20 Achsen Abgang nach Gleis 4
bedeutet 10 Achsen besetzen das Gleis

Sperrung des Gefahrpunktes

Die Pfeilrichtung beim Zu- und Abgang von Achsen entspricht der wirklichen Bewegungsrichtung; links ist Osten, rechts Westen

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

1930, Taf 32.

Verlag Julius Springer, Berlin.

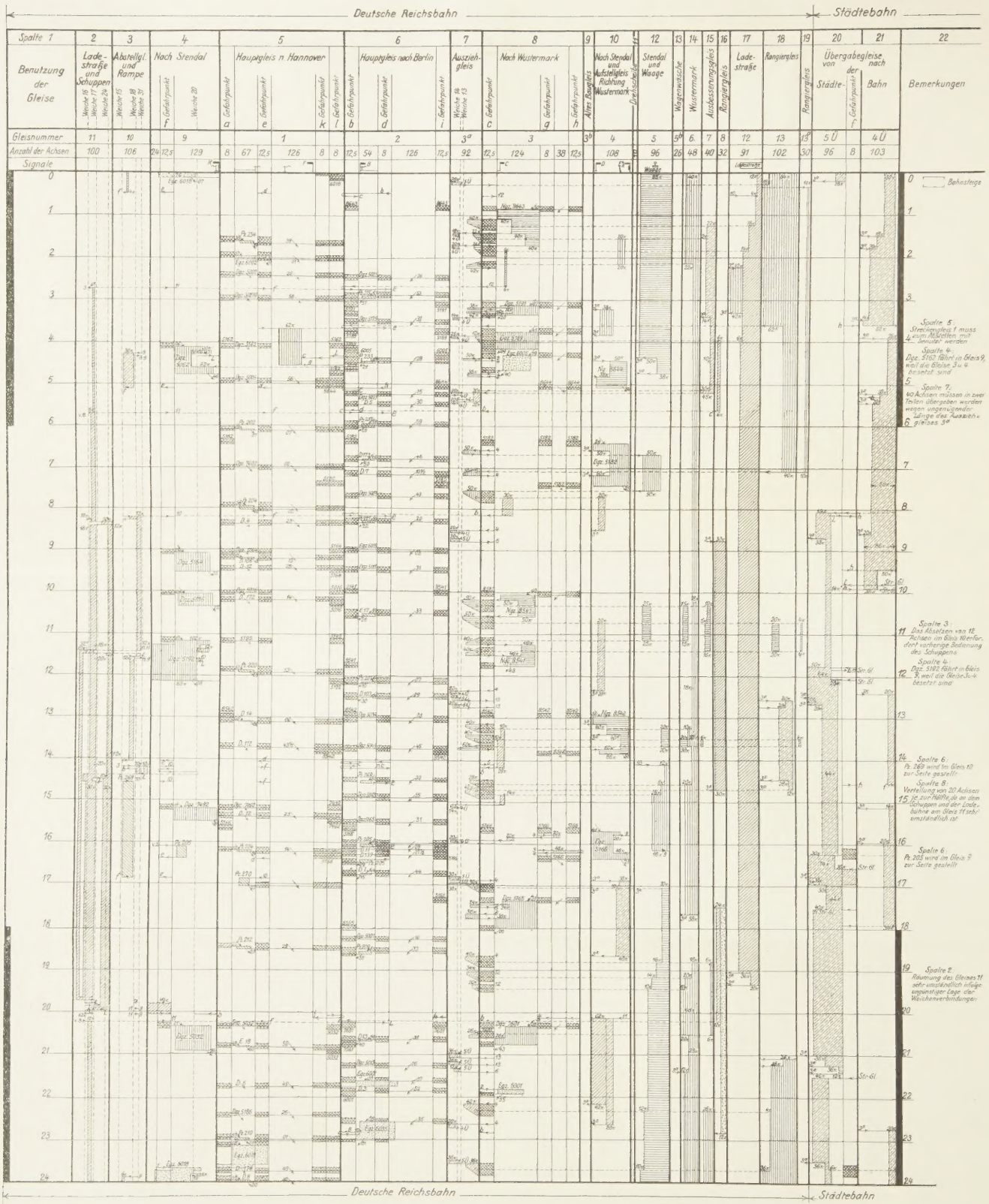
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

# Zum Aufsatz: Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen.

## Betriebsplan für den Reichsbahnhof Rathenow.

**Maßstab: 1 Std. = 11 mm, 1 Achse = 5 m Wagenlänge, 5 m = 1/10 mm.**

**Standpunkt: Empfangsgebäude.**




Zeichenerklärung

- D-Eil- und Personenzüge
- Nahgüterzüge
- Durchgangsgüterzüge
- Eilgüterzüge
- Ortsgut

6 Übergabe von und nach der Städtebahn

Zug kommt an 6.10
Zug fährt ab 6.30

Durchfahrt eines fahrplanmäß. Zuges

7 Durchfahrt einer Rangierabteilung

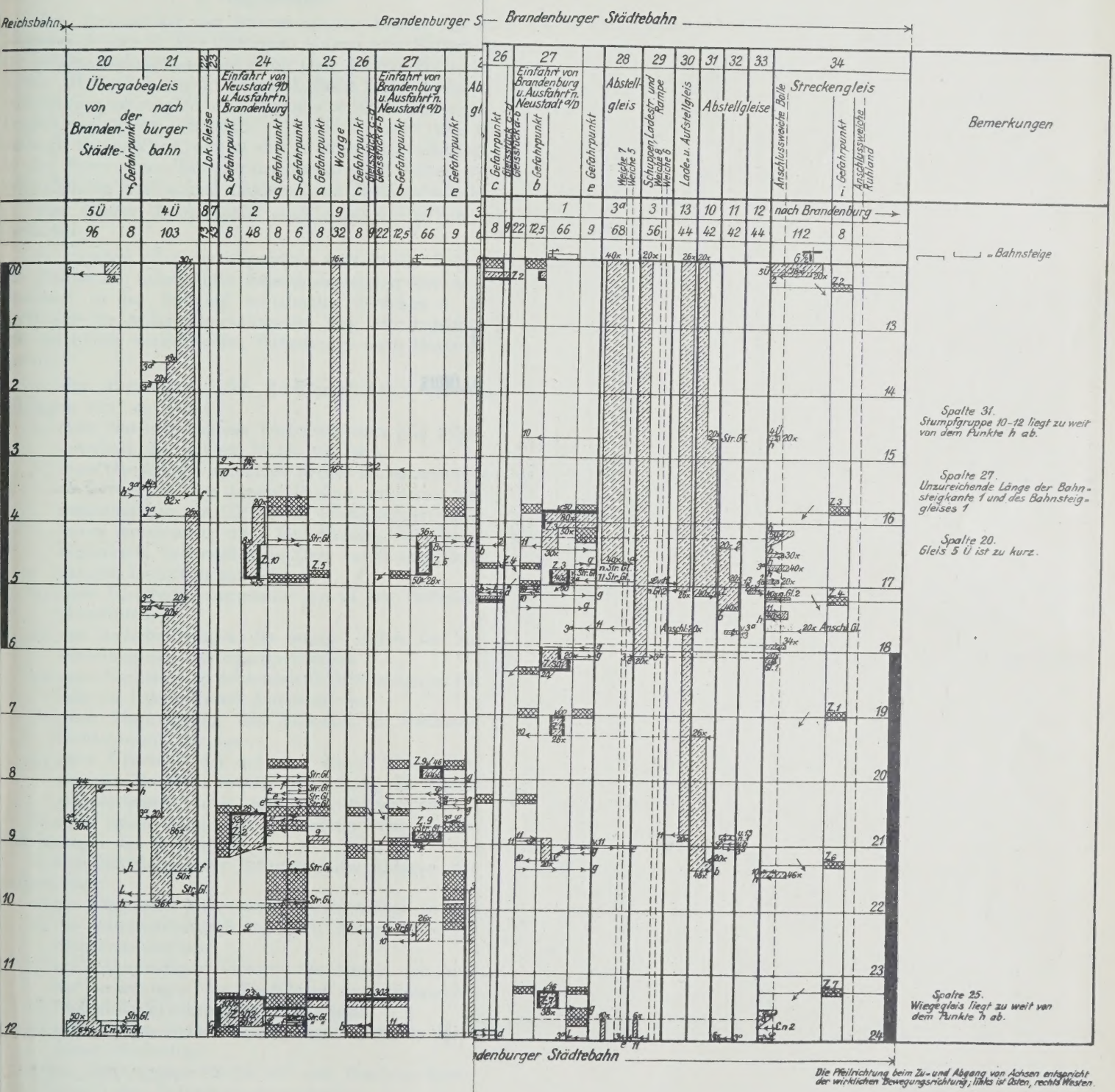
Zug kommt von Berlin / Hannover
Zug fährt nach Berlin / Hannover

3 bedeutet 10 Achsen Zugang von Gleis 3
4 bedeutet 20 Achsen Abgang nach Gleis 4
20 bedeutet 10 Achsen besetzen das Gleis

Sperrung des Gefahrpunktes

Die Pfeilrichtung beim Zu- und Abgang von Achsen entspricht der wirklichen Bewegungsrichtung; links ist Osten, rechts Westen

Lith. Anst. v. F. Wertz, Darmstadt.



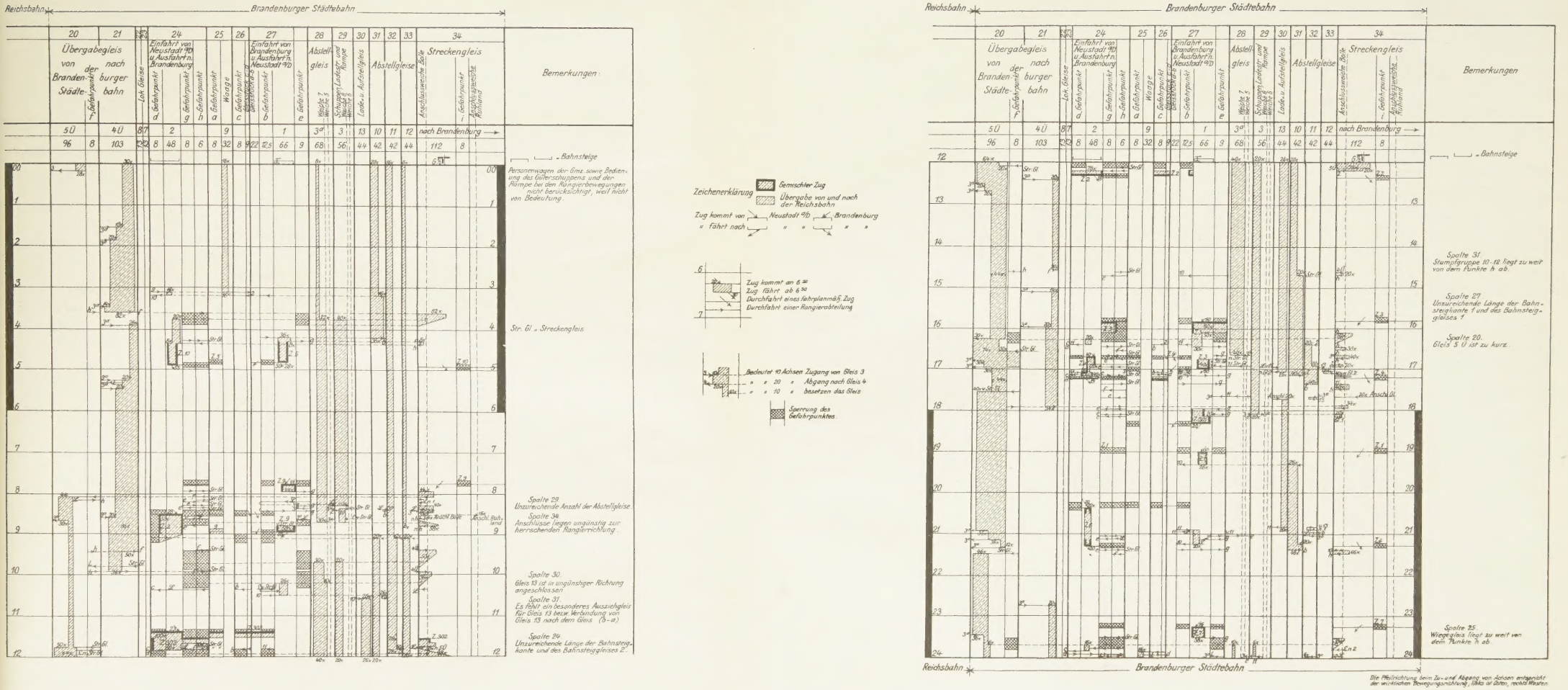

Verlag von Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Zum Aufsatz: Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen.

## Betriebsplan für Städtebahnhof Rathenow.

**Maßstab: 1 Std. = 11 mm, 1 Achse = 5 m Wagenlänge, 5 m = 1/10 mm.**
**Standpunkt: Empfangsgebäude.**




Verlag von Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. E. Wirtz, Darmstadt.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker**, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss**, Dresden

**85. Jahrgang** | **1. Dezember 1930** | **Heft 23**


## Zeichnerische Darstellung von Betriebsplänen.


Von Reichsbahnoberrat **Honemann**, Hannover.


Hierzu Tafel 32 und 33.

### I. Allgemeines.

Das Zentralblatt der Bauverwaltung brachte in seiner Nummer 57 vom 12. Juli 1919 einen Aufsatz über Betriebspläne für größere Bahnhofsentwürfe von Geh. Baurat Heinrich in Berlin. Heinrich sagt in diesem Aufsatze: „Ein Betriebsplan muß so kurz wie möglich sein, aber alle betrieblich notwendigen Fragen erschöpfend behandeln". Heinrich sucht diese Kürze dadurch zu erreichen, daß er den in einem Betriebsplan, der in der Form eines Erläuterungsberichtes zu halten ist, zu behandelnden Stoff scharf umgrenzt und übersichtlich ordnet.

Ein solcher Betriebsplan muß nach Heinrich u. a. enthalten:

1. Angaben über die allgemeine betriebliche Bedeutung des Bahnhofes nebst einer Zusammenstellung der auf den einzelnen in den Bahnhof mündenden Strecken z. Z. der Eröffnung der Anlagen verkehrenden Züge (der regelmäßigen und der häufig verkehrenden Bedarfszüge nach Gattung und Anzahl),

2. eine Begründung der Auskömmlichkeit der Gleise, Schuppen usw. an Hand
   a) einer Nachweisung der Verkehrsgrößen und Zugzahlen innerhalb der letzten 10 bis 15 Jahre,
   b) eines Gleisbesetzungsplanes, in dem die einzelnen Gleise als lotrechte Linien dargestellt sind, auf denen die Zugaufenthalte in den Gleisen als Verdickungen der Gleislinien erscheinen und Bedarfszüge, Überholungen, beginnende und endigende Züge durch besondere Signaturen kenntlich gemacht sind,
   c) eines Gleisbedienungsplanes gemäß den Beförderungsvorschriften,
   d) von Aufschreibungen der letzten Jahre für die Ermittelung des Durchgangsverkehrs,
   e) einer Nachweisung der innerhalb 24 Stunden im Höchstfalle zu behandelnden Lokomotiven,
   f) einer Nachweisung des Verkehrs in Hafenanlagen, Kohlenbahnhöfen usw.,
   g) einer Übersicht der auf dem neuen Bahnhof diensttuenden Beamten zwecks Feststellung der Anzahl der erforderlichen Dienst- und Aufenthaltsräume,

3. eine Erläuterung der Einteilung und Sicherungseinrichtungen des Bahnhofes,

4. eine Schilderung der Benutzung der Anlagen, der beizufügen sind:
   a) die allgemeine Fahrordnung nach Anlage 18 und
   b) die Bahnhofsfahrordnung nach Anlage 19 der Fahrdienstvorschriften,
   c) ein zahlenmäßiger Nachweis der Anzahl und Zeitdauer der Kreuzungen von Zugfahrten in Schienenhöhe,
   d) Stellwerksentwürfe in großen Zügen,
   e) eine Lokomotivfahrordnung nach § 12, 5 der Fahrdienstvorschriften,
   f) ein Bildungsplan für die Eil- und Frachtgutkurswagen gemäß den Beförderungsvorschriften,
   g) ein Verschiebeplan,

5. eine Besprechung der Erweiterungsfähigkeit des Bahnhofes,

6. eine Nachweisung der Betriebskosten (Personal, Verschiebelokomotiven, Arbeitsgeräte, Bedienung der Maschinenanlagen, Beleuchtung, Heizung, Unterhaltung, Erneuerung usw.).

Aus der Fülle dieser Unterlagen sich einen klaren Überblick über die Betriebsverhältnisse und die Zweckmäßigkeit vorhandener oder geplanter Anlagen in allen Einzelheiten zu verschaffen, erfordert bei großen Bahnhöfen immer noch viel Zeit und Arbeit.

Dieser große Aufwand an Zeit und Arbeit wurde besonders unangenehm empfunden, wenn es hieß, schnell Pläne aufzustellen, die alle wichtigen und für die örtlichen Verhältnisse charakteristischen Anlagen enthielten. Neuerdings war dieses beispielsweise der Fall, als zahlreiche Städte, angeregt durch den Entwurf des Preußischen Städtebaugesetzes, daran gingen, ihre vorhandenen Bebauungspläne dem neuen Städtebaugesetz entsprechend umzuändern oder ganz neue Pläne aufzustellen, und dazu von der Eisenbahnverwaltung näherer Angaben über die künftige Entwickelung der Eisenbahnanlagen, insbesondere über etwaige neue Eisenbahnverkehrsbänder bedurften.

Gelänge es, die betrieblichen Vorgänge auf einem Bahnhofe mit ihren gegenseitigen Wechselwirkungen in einfacher und übersichtlicher Weise bildlich darzustellen, so wäre voraussichtlich dem Übelstande abgeholfen. Ein von mir entwickeltes Verfahren zur Herstellung bildlicher Betriebspläne dürfte den in dieser Hinsicht zu stellenden Anforderungen genügen. Es ist in seinem Grundgedanken sehr einfach und bei der Untersuchung von großen, in ihrer Anlage veralteten und deshalb betrieblich schwierigen Bahnhöfen wiederholt erprobt, wobei sich zuletzt eine Norm ergab, die der folgenden Beschreibung zugrunde gelegt ist.

### II. Das zeichnerische Verfahren.

Ein solcher bildlicher Betriebsplan ist seinem Wesen nach eine Vereinigung eines graphischen Fahrplanes mit einer neuen Art eines Gleisbesetzungsplanes (s. Anlagen). Er zeigt an seinem linken Rande von oben nach unten durchlaufend die 24 Stunden des Tages und der Nacht. Die Nachtstunden sind durch einen schwarzen Strich hervorgehoben. Die lotrechten Spalten entsprechen den einzelnen Gleisen und Gefahrpunkten des Bahnhofes, die Breite der Gleisspalten den Nutzlängen der Gleise. Für die Gefahrpunktspalten ist eine konstante Breite von 1 cm gewählt, die ausreicht, Zugnummern von der üblichen Stellenanzahl deutlich lesbar einzutragen. Auf den Anlagen ist eine Achse (zu 5 m Wagenlänge gerechnet) gleich $^1/_4$ mm (oder vier Achsen gleich 1 mm) angenommen, so daß ein Gleis von 80 Achsen Fassungsvermögen durch eine 2 cm breite Spalte dargestellt wird. Das Achsfassungsvermögen der zu den Gefahrpunkten gehörigen Gleisgefahrstrecken (bei einer einfachen Weiche von Zungenspitze bis zum Merkzeichen, bei einer Kreuzung oder Kreuzungsweiche von einem Merkzeichen bis zum anderen) ist ebenso, wie das Fassungsvermögen der Gleise zwischen den Merkzeichen, in der Kopfquerspalte „Anzahl der Achsen" angegeben. Dieses ist nötig, da auch Gefahrpunkte mit Achsen besetzt werden müssen, wenn z. B. die Gleislängen zur Aufnahme der abzustellenden Achsen nicht

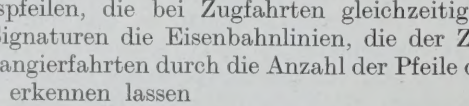
ausreichen und die Weichen an den Gleisenden als Gefahrpunkte anzusehen sind oder wenn Gefahrpunkte in den durch die Gleisspalten erfaßten Gleisstrecken liegen. Außer den Spalten für einzelne Gleise und Gefahrpunkte sind noch lotrechte Spalten für ganze Bahnhofsteile, wie Gleisgruppen, Lokomotivbahnhof, Anschlüsse usw. vorzusehen, deren Leistungsfähigkeit entweder nur im ganzen oder überhaupt nicht nachgewiesen werden soll. Im ersten Falle entspricht die Breite der Spalte dem gesamten Achsfassungsvermögen der Einzelanlage; im zweiten Falle wird die Breite so gewählt, daß die Bezeichnung der Anlage und der gesamte Ein- und Ausgang an Achsen gut lesbar eingetragen werden können. Am rechten Rande des Betriebsplanes ist eine breite, lotrechte Spalte für Bemerkungen bestimmt. In dieser Spalte werden alle besonderen Ergebnisse des Betriebsplanes, die bei flüchtiger Betrachtung des Planes nicht in die Augen fallen, in kurzen Worten angegeben. Zu solchen besonderen Ergebnissen sind z. B. zu zählen: durch unzulängliche Gleisanlagen bedingte Rangierbewegungen oder Abweichungen von dem Fahrplan, Beginn und Beendigung des Dienstes der Rangierlokomotiven, Abweichungen von der im Betriebsplan dargestellten Betriebsweise bei Verkehrsstößen, die erheblich über oder unter der dem Plan zugrunde gelegten Verkehrsgröße liegen.

Der Kopf des Planes weist außer der Horizontalspalte für das Achsfassungsvermögen der Gleise noch folgende Horizontalspalten auf:

1. eine Spalte für die Nummern der Vertikalspalten,
2. eine Spalte für die Angabe der Verwendungszwecke der Gleise, Gruppen usw. sowie für die Bezeichnung der Gefahrpunkte (mit Buchstaben) und einzelner in den Gleisen liegenden Weichen,
3. eine Spalte für die Gleisnummern (unter dieser die Spalte für das Achsfassungsvermögen der Gleise),
4. eine Spalte zur Eintragung der Signale, Wasserkräne, Löschgruben, Gleiswagen usw. neben und in den dargestellten Gleisstrecken.

Werden in dieses durch die horizontalen Zeit- und die lotrechten Gleis- und Gefahrpunktspalten entstandene Netz alle auf den Gleisen sich abwickelnden betrieblichen Vorgänge nach Zeitdauer und Umfang eingetragen, so erhält man ein anschauliches Bild von der gesamten betrieblichen Belastung, der Leistungsfähigkeit und von etwaigen Mängeln der zu untersuchenden Gleisanlage.

Die Durchfahrt eines Zuges, einer Rangierabteilung oder einer Lokomotive wird in den Spalten der befahrenen Gleise in der gleichen Weise wie in einem graphischen Fahrplan durch einen schrägen Strich, dessen Neigung der Fahrgeschwindigkeit der Fahrt entspricht, dargestellt. Da bei den für unsere Zwecke als praktisch erwiesenen Maßstäben von 1 Stunde = 30 mm und 5 m = $^1/_4$ mm die Neigung der Zeitwegelinien nur gering ist, kann die Auftragung der Zeitwegelinien dadurch erleichtert werden, daß man die Linien innerhalb der Gleisspalten horizontal zieht und sie bei sehr langen Fahrwegen von Spalte zu Spalte treppenförmig absetzt. Um nicht erst die Fahrtrichtung aus dem Texte und dem Kopfe der Spalten entnehmen zu müssen, versieht man die Zeitwegelinien zweckmäßig mit Richtungspfeilen, die bei Zugfahrten gleichzeitig durch besondere Signaturen die Eisenbahnlinien, die der Zug befährt, und bei Rangierfahrten durch die Anzahl der Pfeile die Rangierabteilung erkennen lassen




Außerdem setzt man, wie bei graphischen Fahrplänen, die Minutenziffern hinzu. Diese Signaturen werden auch benutzt, wenn ein Zug in einem Gleise eine gewisse Zeitlang hält. Fährt ein Zug in ein Gleis, in dem er halten soll, ein, so erscheint er in der betreffenden Gleisspalte wie bei der Durchfahrt zunächst als Strich, der vor dem Ausfahrsignal, dem Wasserkran oder einem anderen Haltepunkt endigt. Aus diesem Strich entwickelt sich während der Dauer des Aufenthaltes ein Rechteck, dessen horizontale Seitenlänge der Achsstärke des Zuges einschließlich Lokomotive und Packwagen und dessen lotrechte Seitenlänge der Aufenthaltszeit entspricht (siehe Abb. 1). Lokomotivwechsel wird durch kleine Pfeile mit der Bezeichnung L angedeutet. Wird der Zug nach der Einfahrt durch eine Rangierlokomotive in ein Abstellgleis gedrückt, so wird das Ansetzen der Rangierlokomotive durch ein Pfeilchen mit einer gewissen Anzahl Spitzen und die Fahrtrichtung an der gegenüberliegenden unteren Ecke des Rechteckes durch Pfeil mit Anschrift der Nummer des Abstellgleises, z. B. 3, dargestellt. (Abb. 2).

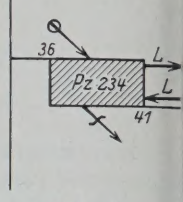


Abb. 1.

In der Spalte 3 erscheint das Achsrechteck, an das jetzt die Anzahl der Achsen angeschrieben wird, mit einem Pfeil nebst der Zahl 1 an der Einlaufseite der Gleisspalte, woraus die Herkunft der Achsen ersehen werden kann. Wird der Zug in

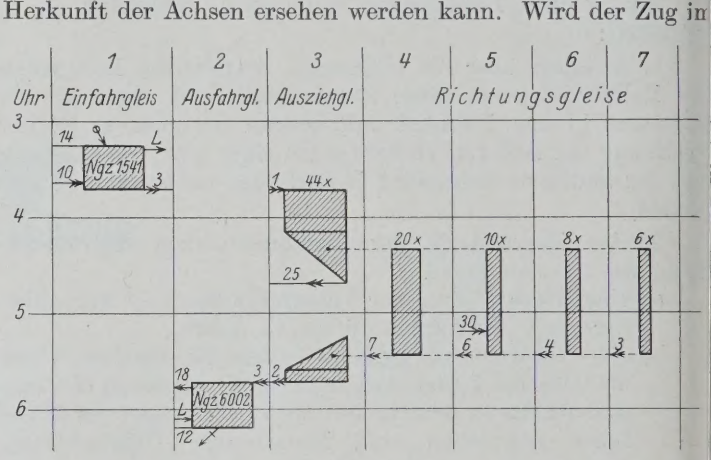


Abb. 2.

Abstoßverfahren oder mittels Ablaufs von einem Berge zerlegt, so wird dieses in beiden Fällen in gleicher Weise durch ein Dreieck dargestellt, dessen Hypotenuse der Geschwindigkeit des Abstoßens oder des Abdrückverfahrens entspricht. Die bei diesem Geschäft ablaufenden Achsen werden zweckmäßig auf der Schwerpunktlinie des Dreieckes zusammengefaßt und erscheinen dann auf dieser Linie in den einzelnen Richtungsgleisen (s. Skizze). Die Abfahrt der Rangierlokomotive wird an der Spitze des Dreieckes durch einen Pfeil angedeutet. Das Sammeln dieser Gruppen erscheint folgerichtig in gleicher Weise, wobei das Dreieck jedoch im Gleis 3 die umgekehrte Form, mit der Spitze nach oben, entsprechend dem allmählichen Vorrücken der Achsen zeigt. Die Reihenfolge, in der die einzelnen Gruppen vereinigt werden, kann in einfachster Weise in der Schwerpunktlinie durch Pfeile und Gleisnummern kenntlich gemacht werden. Sollen die neu zusammengestellten Achsen aus Gleis 2 als Zug abfahren, so werden die Fahrt von Gleis 3 nach Gleis 2, das Absetzen der Rangierlokomotive und das Ansetzen der Zuglokomotive sowie Abfahrzeit und zu befahrende Strecke durch die bereits erläuterten Signaturen veranschaulicht. Hängen die Richtungsgleise nicht unmittelbar an dem Ausziehgleis, so daß die Gruppen aus den Richtungsgleisen erst nach vollendeter Vereinigung in das Ausziehgleis gelangen, so wird bei flottem Vorziehen und kleinem Zeitmaßstab die Neigung der Hypotenuse des Dreieckes so flach, daß man sie unbedenklich horizontal ziehen kann. Werden die Achsen vorgezogen und nach kurzem Halt zurückgedrückt, so ergibt sich ein Rechteck, entsprechend Abb. 3. Die vie

Vorgänge: Vorziehen, Sammeln, Zurückdrücken und Zerlegen (Auflösen) können in verschiedenen Kombinationen auftreten und ergeben dann die entsprechenden Kombinationen von Dreieck und Rechteck (Abb. 4); z. B.

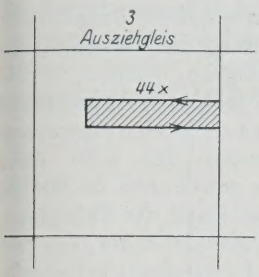


Abb. 3.

Eine Veränderung der Achsstärke eines Zuges durch Absetzen und Aufnehmen von Achsen mittels einer Rangierlokomotive führt zu folgendem Bilde (Abb. 5):

Mittels der vom Gleis 1 kommenden Rangierlokomotive sollen z. B. 20 Achsen (20 x) von dem Zuge abgesetzt und 15 Achsen (15 x) dem Zuge zugesetzt werden. Bei kleinen Plänen mit einfachen Betriebsverhältnissen wird das Auffinden der bewegten Achsen durch punktierte Linien erleichtert werden (s. vorstehende Skizze). Bei großen Plänen würde durch diese Linien die Übersichtlichkeit leiden. In diesem Falle begnügt man sich damit, die im Plane in Erscheinung tretenden Teile der Zeitwegelinien mit kleinen Pfeilen zu versehen, denen die Nummer des im Plan zunächst berührten Gleises zugesetzt wird, wie dies bereits bei dem Zerlegen eines Zuges beschrieben wurde.

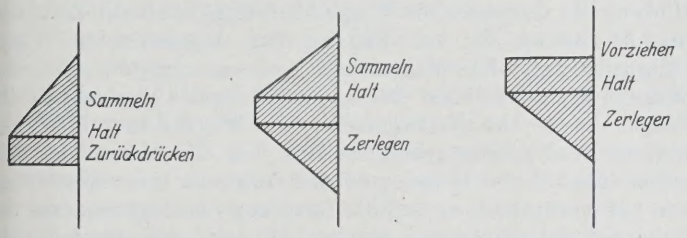


Abb. 4.

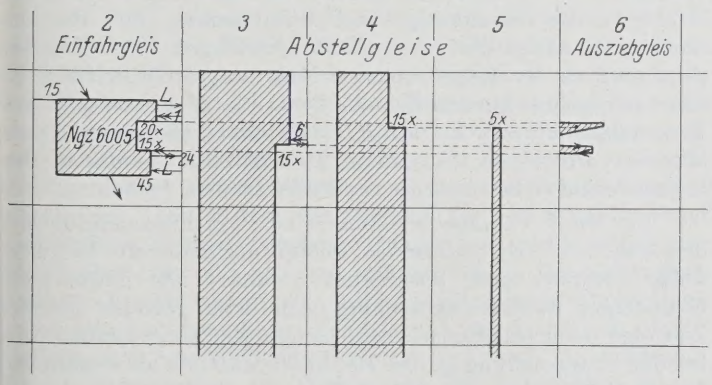


Abb. 5.

Die Fahrt über einen Gefahrpunkt hinweg erscheint in der Gefahrpunktspalte ebenso, wie bei einer Fahrt über ein Gleis, als Zeitwegelinie; jedoch ist die für die Durchfahrt erforderliche Zeit bei Fahrten auf Signal nicht identisch mit der Zeitdauer der Sperrung des Gefahrpunktes, die mit der Festlegung der Weiche beginnt und erst mit ihrer Auflösung endigt. Die Sperrzeit wird ebenso dargestellt wie die Belegung eines Gleises mit Achsen (siehe Abb. 6). Bei Rangier- und Lokomotivfahrten wird man im allgemeinen auf die Angabe der Sperrzeiten verzichten können, da sie gewöhnlich viel kürzer als bei Fahrten mit Fahrstraßenfestlegungen sind. Nur bei spitzen Kreuzungen, die wenig verschiebbar sind, wird es manchmal nützlich sein, die Sperrzeiten auch für Rangierfahrten genau zu bestimmen und einzutragen.

Die verschiedenen Zuggattungen werden entweder durch verschiedene Schraffuren (im Schwarzverfahren) oder besser durch Farben, die, die Achsen vom Eingang bis in das Ausziehoder Ablaufgleis vorwärts und vom Ausgang aus rückwärts verfolgend, auf die Achsflächen in den Spalten der Abstellgleise übertragen werden, hervorgehoben. Es bleiben dann zunächst noch farblose Achsflächen übrig, die den Verbleib der Achsen mit Ortsgut in der Zeit von ihrem Einlauf in die Abstellgleise bis zur Entladung und von den Entladestellen (neu beladen oder leer) bis zum Ablauf in die Gruppengleise darstellen. Diese Flächen erhalten eine besondere Farbe, so daß aus den Farben ohne weiteres der Anfall an Achsen aus dem Orts- und Übergangsverkehr sowie die Art ihrer Beförderung auf den Strecken erkannt werden kann. Etwaiger Farbenwechsel tritt also in der Regel nach dem Eingang mit dem ersten Ablauf oder vor dem Ausgang nach dem letzten Ablauf vor der Einstellung in den Zug ein.

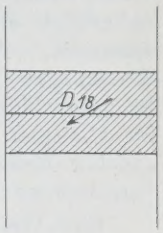


Abb. 6.

Alle Signaturen können natürlich je nach der Größe der gewählten Zeit- und Längenmaßstäbe und dem Zweck und der Genauigkeit der Untersuchung vereinfacht oder weiter verfeinert werden.

Auf Grund dieser Erläuterungen wird man in der Lage sein, ohne große Schwierigkeiten einen graphischen Betriebsplan zu lesen. Wie steht es aber mit der Herstellung eines solchen Planes? Die erste Frage, die sich hierbei aufdrängt, ist die: in welcher Reihenfolge habe ich Gleis und Gefahrpunktspalten aufzutragen? So schwierig diese Frage erscheint, so einfach ist ihre Beantwortung selbst für schwierigste Bahnhofspläne mit verwickelten Gleisschachtelungen und weit zerstreut liegenden Anhängseln. Man beginnt damit, daß man sich in Gedanken einen Standpunkt wählt, von dem aus der Betrieb 24 Stunden lang beobachtet und fortlaufend aufgezeichnet werden soll, z. B. bei einem Personenbahnhof die Mitte des Stationsgebäudes, bei einem Rangierbahnhof die Kuppe eines Ablaufberges. Durch diesen Standpunkt denkt man sich eine Linie quer zu den Gleisen über die ganze Breite des Bahnhofes gezogen, schiebt in Gedanken sämtliche Gleise, von beiden Bahnhofsenden beginnend, auf diese Linie harmonikaartig so zusammen, daß alle von den Gleisen der Hauptrichtung abzweigenden Gleise, Gleisgruppen, Ortsgutanlagen oder andere Bahnhofsteile mit der Abzweigungsweiche wie mit Nut und Feder an den Stammgleisen entlang gleiten. Liegt ein Gleis oder eine geschlossene Anlage in der Verlängerung eines Gleises, so stelle man sich vor, daß an der Übergangsstelle eine Trennung entsteht und das Gleis oder der geschlossene Bahnhofsteil an dem Gleis, in dessen Verlängerung sie liegen, entlang gleiten, wobei man die Wahl hat, die Gleitung auf die linke oder rechte Seite des Stammgleises zu verlegen. Maßgebend hierfür sind die betrieblichen Verhältnisse. Z. B. wird man bei der nachstehend skizzierten Anlage (Abb. 7):

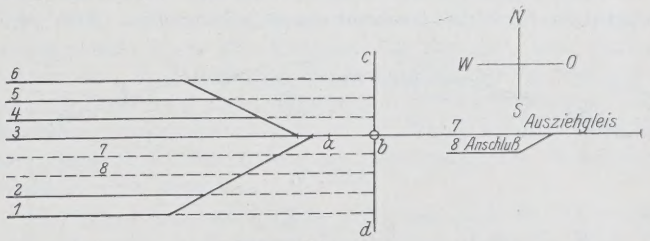


Abb. 7.

die Trennung bei a annehmen und das Ausziehgleis nebst Anschluß in die punktierte Lage gleiten lassen. Ist b der Standpunkt und c—d die durch ihn gelegte Querlinie, auf die die Gleise zusammengeschoben werden, und dreht man diese Linie um 90° nach rechts, so ergibt sich folgende Reihenfolge der Gleise:

| d | 1 | 2 | 8 | 7 | 3 | 4 | 5 | 6 | c |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|

Die Richtung W—O bleibt von der Drehung der Querlinie unberührt und für alle Eintragungen in den Betriebsplan maßgebend. Sind sämtliche Anlagen eines Bahnhofs auf diese Weise zusammengeschoben und auf der Querlinie angegeben, so erfolgt die Eintragung der Gefahrpunkte auf derselben Querlinie. Als Gefahrpunkte gelten sämtliche Weichen und Kreuzungen, in denen die Fahrstraßen planmäßiger Zug-, Rangier- und Lokomotivfahrten zusammenlaufen. Sie werden im Gleisplan durch Kreise und Buchstaben als solche in gleicher Reihenfolge, in der die Numerierung der Weichen vorgenommen ist, gekennzeichnet.

Sind Weichen für die Auftragung der Rangierbewegungen von besonderer Wichtigkeit, aber nicht als Gefahrpunkte anzusehen, so werden sie im Gleisplan nur durch Kreise ohne Buchstaben und im Betriebsplan nicht durch besondere Spalten, sondern nur durch punktierte Linien kenntlich gemacht. Wenn man auch in der Bezeichnung der Gefahrpunkte sehr weit gehen soll, um betrieblichen Irrtümern nach Möglichkeit vorzubeugen, so kann man doch an Gefahrspalten sparen, wenn Gefahrpunkte dicht beieinander liegen und die Sperrung des einen die Sperrung eines benachbarten Gefahrpunktes oder mehrerer benachbarter Gefahrpunkte stets nach sich zieht. Bei folgender Weichenanordnung z. B. genügen für das Weichenkreuz die beiden Buchstaben $c_1$ und $c_2$, die je zwei Gefahrpunkte umfassen; die Bezeichnungen der Gefahrpunkte d und e können entbehrt werden, da sie betrieblich untrennbar von dem Gefahrpunkte $c_2$ sind (Abb. 8).

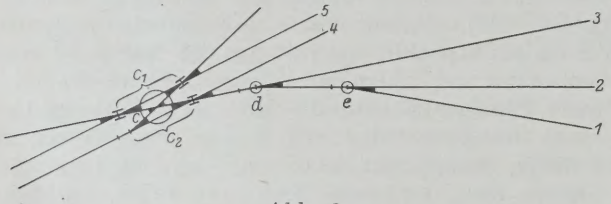
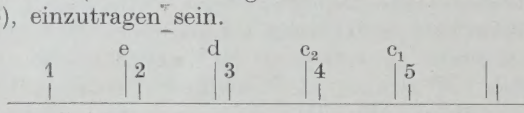



Abb. 8.

Bei großen, unübersichtlichen Bahnhofsplänen empfiehlt es sich jedoch, die Gefahrpunkte d und e trotzdem in den Betriebsplan aufzunehmen, da die Gefahrpunktspalte $c_2$ im Plane links an der Gleisspalte 4 liegt und deshalb bei Bewegungen in den Gleisen 1, 2 und 3 übersehen werden kann. Die obigen Gefahrpunkte würden links von den Nummern derjenigen Gleise, zu denen sie ihrer Lage und betrieblichen Bedeutung nach gehören (in dem vorliegenden Falle links der Nummern 2 bis 5), einzutragen sein.




Liegen Gefahrpunkte in den Gleisen selbst, so werden die Buchstaben über die Gleisnummern geschrieben (Abb. 9).

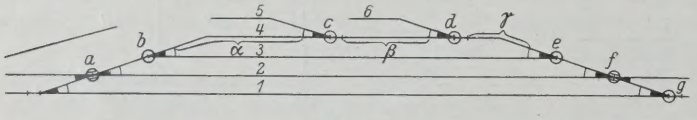
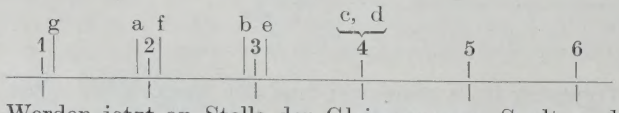



Abb. 9.




Werden jetzt an Stelle der Gleisnummern Spalten, deren Breite gleich der Nutzlänge der Gleise ist, und an Stelle der Buchstaben Spalten von 1 cm Breite gesetzt, so ist alles vorhanden, um den Kopf des Betriebsplanes aufzutragen (siehe Skizze auf Seite 515).

Um die Zugehörigkeit der an Gleisenden liegenden Gefahrpunkte zu den einzelnen Gleisen deutlich hervorzuheben, werden die Trennungsstriche, welche die Einflußgebiete der Gleise begrenzen, dicker gezogen als die übrigen. Die Breite dieser Striche ist mit je 1 mm bei der maßstäblichen Auftragung des Kopfes zu berücksichtigen.

Nachdem das Liniennetz des Betriebsplanes aufgetragen ist, hat man sich zunächst über den Umfang des Verkehrs, den man darstellen will, Klarheit zu verschaffen. Soll z. B. die Belastung bestehender Bahnhofsanlagen durch den vorhandenen Verkehr untersucht werden, so wählt man nicht eine ausnahmsweise eingetretene Verkehrsspitze, sondern den jedes Jahr wiederkehrenden stärksten Verkehr, der gewöhnlich im Herbst eintritt. Man ermittelt diesen Verkehr an Hand der Fahrpläne, der Bahnhofsfahrordnungen und der Zugmeldebücher, aus den letztgenannten insbesondere die Anzahl der gefahrenen Bedarfszüge. Soll die Leistungsfähigkeit einer umgebauten oder neuen Anlage untersucht werden, so müssen diese Unterlagen dem neuen Gleisplan angepaßt oder gänzlich neu aufgestellt werden. Ist die Anzahl der in den Plan einzutragenden planmäßig verkehrenden Züge und der Bedarfszüge festgestellt, so sind für neu hinzugekommene Züge Zugbildungspläne auszuarbeiten. Aus den Personen- und Güterwagenzetteln, den Personen- und den Güterzugbildungsplänen, den Wagenübergangsplänen und den Belastungsnachweisen sind alsdann die Achsstärke der Züge, die Anzahl der abzusetzenden und aufzunehmenden Achsen, die Bildung der Gruppen, die Wagenübergänge sowie die Zeitdauer der Abstellung der von Zug zu Zug übergehenden Wagen (Eilgut-, Post-, Kurswagen usw.) zu entnehmen. Die dem Wagenbüro erstatteten Bestandsmeldungen über abgestellte Wagen sowie die Verfügungen des Wagenbüros über ihre weitere Verwendung geben ein Bild von der Anzahl der zeitweise unbenutzten Wagen und der Zeitdauer ihrer Abstellung. Die Lokomotivfahrten und die Lokomotivwechsel sind aus den Lokomotivfahrordnungen und den Lokomotivdiensteinteilungen ersichtlich. Die meiste Arbeit und den größten Zeitaufwand erfordern die Ermittlung und Ausarbeitung des Rangierdienstes an Hand der gewonnenen Unterlagen. Der Rangierplan muß in der Regel mehrere Male aufgestellt werden, bis das Endergebnis hinsichtlich der Zeit-, Platz-, Lokomotiv- und Personalausnutzung befriedigt. Besonders bei dieser Arbeit können vorhandene Zeitstudien über einzelne, häufig wiederkehrende Betriebsvorgänge wertvolle Dienste leisten.

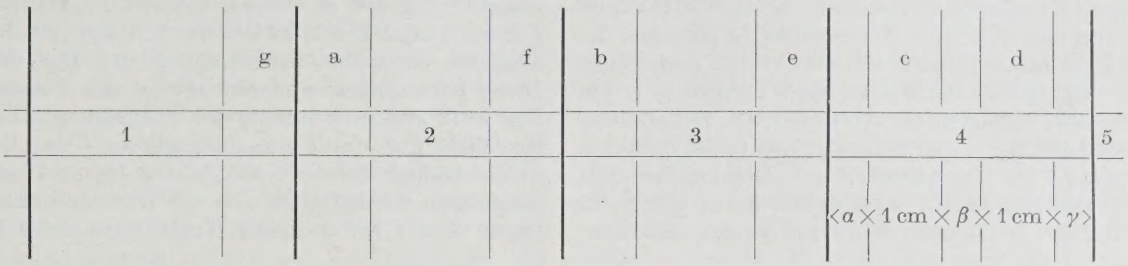
Alle diese Vorarbeiten können nur von Personen, die mit den örtlichen Verhältnissen und allen Einzelheiten des Betriebes völlig vertraut sind, ausgeführt werden. Die gewonnenen Grundlagen werden zweckmäßig nach Arten getrennt und der Zeitfolge nach tabellarisch geordnet in Heften gesammelt, die bei der Untersuchung großer Bahnhöfe stattlich an Anzahl und Inhalt sind.

Die Einzeichnung der Betriebsvorgänge in das Liniengerippe des Betriebsplanes bereitet, wenn die Vorarbeiten sorgfältig durchgeführt sind, keine besonderen Schwierigkeiten mehr. Kleine Änderungen und Verbesserungen werden jedoch häufig notwendig werden, da man gerade bei der bildlichen Darstellung leicht ungünstige Benutzung der Gleise und Fahrwege erkennt. Es liegt nahe, zunächst mit der Eintragung des Einganges und der mit ihm zusammenhängenden Betriebsvorgänge zu beginnen, und, nachdem diese Eintragungen vollständig erledigt sind, den Ausgang darzustellen.

In den Anlagen sind die nach dem geschilderten Verfahren hergestellten Betriebspläne für den Bahnhof Rathenow wiedergegeben. Es wurden als Beispiele gerade diese Pläne gewählt, weil die Gleisanlage des Bahnhofs Rathenow infolge ihrer geringen Ausdehnung leicht zu übersehen ist und weil die Herstellung der Pläne wegen der Unzulänglichkeit und betrieblich ungünstigen Gestaltung der Gleisanlagen besonders schwierig erscheint. Tatsächlich war die Herstellung nicht schwieriger als bei tadelloser Gleisanlage. Sie erfolgte ganz schematisch

nach der Norm. Bevor wir hierauf weiter eingehen, sei die Anlage kurz erläutert.

Der Bahnhof Rathenow besteht aus zwei betrieblich selbständigen Teilen: dem Reichsbahnhof und dem Bahnhof der Brandenburgischen Städtebahn. Das Rückgrat des Reichsbahnhofs bilden die beiden Streckengleise 1 und 2 der Strecke Berlin—Stendal (Hannover) mit einem nördlichen (9) und zwei südlichen Überholungsgleisen (3 und 4). Nördlich dieser




Gleise liegen Güterschuppen und Rampe, südlich Freiladestraße, Wagenwäsche und Abstellgleise, die größtenteils nur einseitig (von Osten her) zu bedienen sind; am Ostende des Bahnhofs liegen Drehscheibe mit Schuppen- und Magazingleis, die Übergabegleise 5 Ü und 4 Ü (Reichsbahn—Städtebahn) sowie das Ausziehgleis 3a, am Westende das Ausziehgleis 3b. In dem Überholungsgleis 9, den Rampengleisen 10 und 11 sowie dem Anziehgleis 3a liegen Weichen, die nicht als Gefahrpunkte anzusprechen sind, die aber die Rangierbewegungen beeinflussen. — Der am Südrande des Reichsbahnhofs gelegene Städtebahnhof hat zwei kurze Bahnsteiggleise 2 und 1, südlich von diesen Abstell- und Freiladegleise sowie Güterschuppen und Rampe, am Ostende Maschinenschuppen, Wiegegleis (9), das Streckengleis Neustadt a. d. Dosse—Rathenow und eine Abstellgruppe von drei Gleisen (10, 11 und 12), am Westende das Streckengleis Rathenow—Brandenburg mit mehreren Anschlüssen, von denen auf dem anliegenden Gleisplan (Abb. 1) nur diejenigen der Firmen Bolle und Ruhland zu sehen sind. Dieses Gleis wird nicht nur als Streckengleis, sondern auch als Ausziehgleis benutzt, ist aber in dem Betriebsplan (Taf. 33) nicht als solches zwischen den Gleisen 2 und 1, sondern wegen der z. T. weit außerhalb des Bahnhofs gelegenen Anschlüsse als selbständige Anlage behandelt und rechts von den Bahnhofsgleisen eingetragen. Die in dem Betriebsplan für den Städtebahnhof dargestellten Betriebsvorgänge entsprechen nicht streng der Wirklichkeit, da sie nur auf gelegentlichen Beobachtungen beruhen. Bemerkenswert ist, daß lange Züge beider Richtungen wegen ungenügender Länge der Gleise 1 und 2 nicht nur diese, sondern auch anschließende Gleisteile besetzen, ein Umstand, der im Betriebsplan zu Trennungen der Achsflächen dieser Züge führt.

Kehren wir nun zur Herstellung der Betriebspläne zurück. Als Standpunkte sind die Empfangsgebäude angenommen. Die Standlinien sind quer zu den Streckengleisen über die beiden Bahnhöfe gezogen gedacht. Das Zusammenschieben der Gleise von links und rechts in der beschriebenen Weise und Drehung der Standlinien um 90° nach rechts ergeben bei folgerichtiger Durchführung die aus den Köpfen der Betriebspläne ersichtliche Reihenfolge der lotrechten Spalten. Die an den Enden der Gleise liegenden Gefahrpunkte sind mit den zugehörigen Gleisspalten durch dickere Striche zusammengefaßt. Die in den Gleisen liegenden, aber nicht als Gefahrpunkte anzusehenden Weichen sind nur durch gestrichelte Linien angedeutet. Der Gefahrpunkt h (Abb. 10) faßt im geraden Strang nur sechs anstatt acht Achsen, weil die Weiche 2 (Gefahrpunkt g) in seine Gefahrzone 10 m weit hineinragt, so daß nur eine Gefahrzone von $40 - 10 = 30$ m Länge (oder Platz für $\frac{30}{5} =$ = sechs Achsen) für h übrig bleibt.

## III. Die Auswertung der Betriebspläne.

Schon bei oberflächlicher Betrachtung eines Betriebsplanes ist das Maß der betrieblichen Belastung der untersuchten Gleisanlage zu erkennen. Sind sämtliche Gleise während 24 Stunden stark besetzt, so kann hieraus auf Schwierigkeiten bei den Rangierarbeiten geschlossen werden, während schwache Belastung im allgemeinen zu der Annahme berechtigt, daß für die Rangierarbeiten ausreichende Spielräume verbleiben, um sie den unvermeidlichen Verschiebungen der Betriebsvorgänge ohne Zwang anzupassen, und daß eine gewisse Verkehrssteigerung ohne Störung des normalen Laufes des Betriebsdienstes aufgenommen werden kann. Mit Leichtigkeit erkennt man auch die während 24 Stunden eintretenden Verkehrsschwankungen sowie ungünstig gelegene Bahnhofsteile. Eine nähere Betrachtung des Planes ist erforderlich, um einen Anhalt für den Lokomotiv- und Personalbedarf zu gewinnen oder festzustellen, welche Anlagen einer Erweiterung bedürfen und in welchem Umfange und an welcher Stelle die Erweiterung am zweckmäßigsten vorzunehmen ist. Gute Dienste leistet der Betriebsplan, wenn untersucht werden soll, ob auf einem großen Rangierbahnhof bei schwachem Verkehr eine andere Benutzung der Gleisanlagen als bei starkem Verkehr Ersparnis an Zeit, Personal und Lokomotiven ermöglicht. In diesem Falle empfiehlt es sich, je einen Plan für starken und für schwachen Verkehr aufzustellen. Ein nicht zu unterschätzender Vorteil der Pläne besteht darin, daß die Beamten eines Bahnhofs bei der Aufstellung eines Betriebsplanes gezwungen sind, alle Betriebsvorgänge der zu untersuchenden Anlage eingehend zu studieren, und daß mit den Plänen den leitenden Beamten, die nicht immer in der Lage sind, alle Einzelheiten an Ort und Stelle auf ihre Richtigkeit hin zu prüfen, ein Kontrollmittel an die Hand gegeben wird, das sie unabhängig von etwa irreführenden Berichterstattungen macht und ihnen gestattet, sich jederzeit schnell einen Überblick zu verschaffen und im Interesse der günstigsten Ausnutzung einer Anlage auch in Einzelheiten entscheidend mitzuwirken.

Betrachten wir die Betriebspläne für den Bahnhof Rathenow etwas näher. Es sind außer den Zugfahrten nur die größeren, täglich sich wiederholenden Rangierarbeiten dargestellt. Das gelegentlich bei der Räumung der Ladestraße vorgenommene Wiegegeschäft sowie die Fahrten der Rangier- und Zuglokomotiven sind, weil nicht von Bedeutung für die Beurteilung der kleineren Bahnhöfe, nicht eingetragen. Nur in einzelnen Fällen sind Bewegungen von Lokomotiven eingetragen, soweit ihre Darstellung zum Verständnis der durchgeführten Bewegungen wünschenswert erschien.

Schon auf den ersten Blick sieht man, daß die Hauptgleise durch ein- oder ausfahrende Züge nicht überlastet sind, daß jedoch ihre Länge durchweg ungenügend ist. Ferner kann man sofort feststellen, daß die Abstellgleise nach Anzahl und Länge so knapp bemessen sind, daß bei Spitzenverkehr oder bei Unregelmäßigkeiten im Betriebe Schwierigkeiten auftreten müssen. Besonderes Interesse erwecken die Spalten für die Gefahrpunkte. Nehmen wir sie einzeln unter die Lupe, so werden wir voraussichtlich am schnellsten alle Schwächen des Bahnhofs erfassen. Wir wollen zuerst den Reichsbahnhof und darauf den Bahnhof der Brandenburger Städtebahn untersuchen. Sie stehen in

inniger Wechselbeziehung zueinander und sind deshalb auch bei einem Umbau des einen oder des anderen Bahnhofs beide zu berücksichtigen.

### A. Der Betriebsplan für den Reichsbahnhof (Abb. 10 und Taf. 32).

#### Spalte 4. Gefahrpunkt f.

Die erste eingetragene Bewegung gibt uns bereits über vieles Aufklärung. Es werden vier Achsen, die tags zuvor kurz vor Stunde 24 von dem Egz 6018 in das Gleis 10 zwischen die Weichen 15—18 gesetzt sind, nach Gleis 12 an die Ladestraße überführt. Der Egz hält zunächst an dem Bahnsteig I, um Einzelgüter ein- oder auszuladen. Während der Behandlung des hinteren Teiles des Zuges sperrt der Zug den Gefahrpunkt e. Das Bahnsteiggleis 1 ist also zwischen den Gefahrpunkten a und e zu kurz. Der Eilgüterzug muß daher, bevor er zwecks Überholung durch den D 174 nach dem Gleis 9 vorziehen kann, mangelung eines geeigneten Abstellgleises in dem durchgehenden Streckengleis 1 bereitgestellt, ein Verfahren, das mit Rücksicht auf die starke Belastung der Strecke Berlin—Lehrte als ein unangenehmer Notbehelf angesehen werden muß. Die in dem Gleis 10 abgesetzten 30 Achsen werden zusammen mit zehn Achsen aus dem Gleis 7 im Gleis 4 Ü an die Städtebahn übergeben, was in zwei Teilen geschehen muß, da das Gleis 3a östlich der Anschlußweiche 14 nur 32 Achsen faßt. Bei der Überführung der 30 Achsen müssen die Hauptgleise 1 und 2 gekreuzt werden und zwar zwischen den nur 19 Minuten auseinander liegenden Durchfahrten der Dgz 5006 und 5027. Diese Kreuzungen sind eine Folge des Umstandes, daß der Dgz 5162 wegen Besetzung des Überholungsgleises 3 durch den Egz 6005 und des Überholungsgleises 4 durch den Ngz 8644 in das südlich der Streckengleise gelegene Überholungsgleis 9 genommen werden muß. Da die Weichenstraße f—e—d nicht bis zu dem Gleis 3, dessen Verlängerung das Ausziehgleis 3a

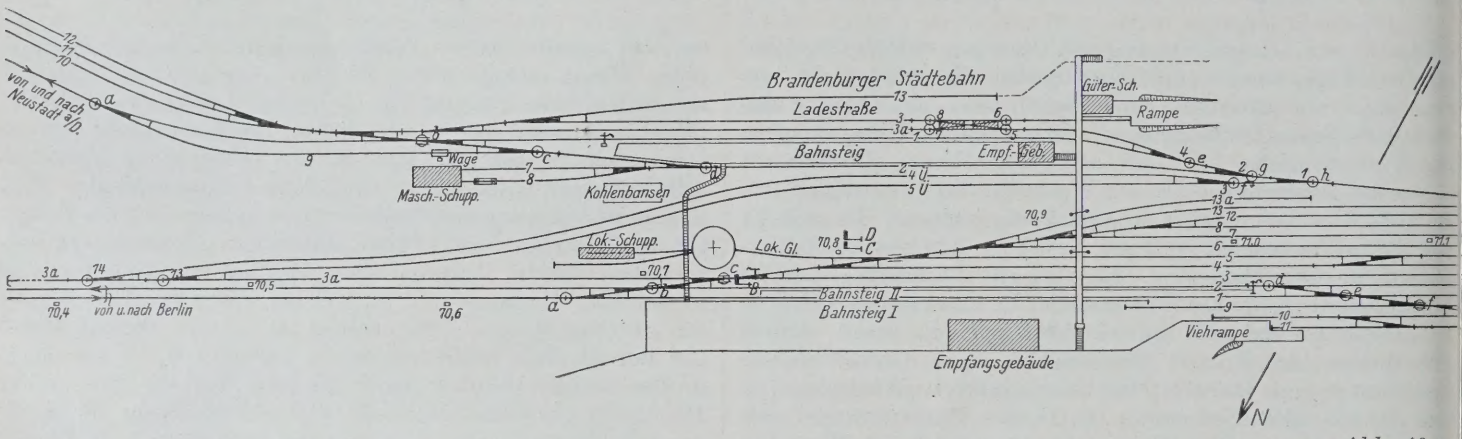



Abb. 10.

so weit zurückdrücken, daß der Punkt e frei wird. In dem Gleis 9 muß der Zug über die Weiche 20 hinaus vorziehen, da das Gleis 9 zwischen f und der Weiche 20 ebenfalls zu kurz für den Zug ist, und sofort nach der Umstellung der bei f liegenden Weiche, die als Schutzweiche für den D 174 auf den geraden Strang gestellt werden muß, wiederum so weit zurückdrücken, daß die Weiche 20 frei wird, und kann nun endlich Achsen in das Gleis 10 setzen — eine sehr umständliche und zeitraubende Behandlung des Eilgüterzuges infolge unzureichender Länge des Bahnsteiges und der Gleise. Als weiteres ungünstiges Moment tritt die spitze Kreuzung des Eilgüterzuges mit den Zügen D 174 und D 8 hinzu, die eine beschleunigte Behandlung des Eilgüterzuges am Bahnsteig erforderlich macht.

Die Rangierlokomotive bringt die von dem Eilgüterzug in dem Gleis 10 abgesetzten Achsen (tags zuvor vier Achsen) über die Gefahrpunkte f, e, d, b (Spitzkehre) und c nach dem Freiladegleis 12. Es muß hierbei also der ganze Bahnhof gekreuzt werden, eine Folge davon, daß man die anfangs nur nach Norden orientierten Freiladeanlagen durch Hinzufügen einer Freiladestraße an der Südseite des Bahnhofs erweiterte.

Die nächste Fahrt, die f berührt, ist eine Rangierfahrt mit sechs Achsen von dem Gleis 3 über c, b (Spitzkehre), d, e und f nach dem Gleis 11 an den Güterschuppen. Die Kreuzung der durchgehenden Streckengleise 1 und 2, die im Gleis 2 spitz zu dem Pz 215 liegt, ist durch die zweiseitige Lage der Anlagen für den Güterverkehr bedingt.

Kurz nach 4 Uhr ist f durch den in das Gleis 9 einfahrenden Dgz 5162 gesperrt, der 30 Achsen in dem Gleis 10 absetzt und 62 Achsen aus dem Gleis 1 über 1 an der Spitze des Zuges aufnimmt. Die Umlastung geschieht, wie aus dem Betriebsplan ersichtlich ist, durch die Zuglokomotive. Die aufgenommenen 62 Achsen stammen aus dem Gleis 13. Sie sind von der Rangierlokomotive über c, b (Spitzkehre), d und e in Erbildet, durchgeführt ist, muß die Rangierabteilung von d bis b das Streckengleis 2 befahren und bei b im Gleis 2 Spitzkehre machen, um nach dem Gleis 7 zu gelangen.

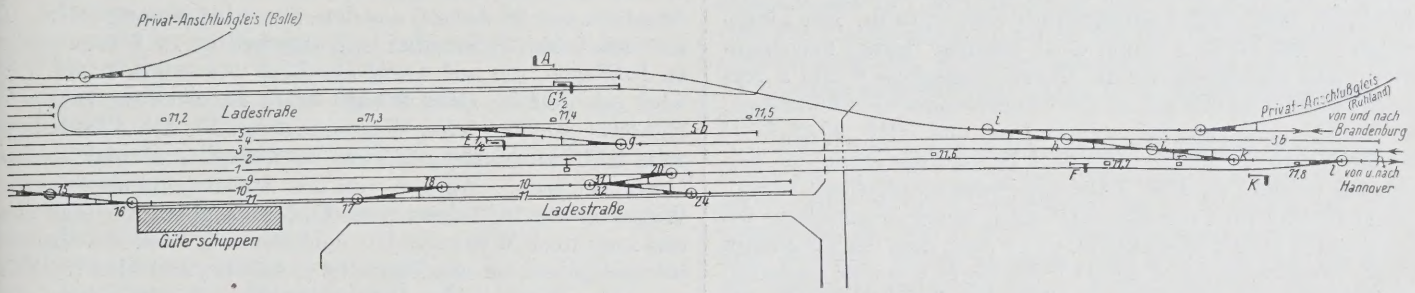
Die nächste Kreuzung in f liegt etwa $^3/_4$ Stunden später. Es werden sechs Achsen von dem Gleis 8 über c, b (Spitzkehre), d, e und f nach dem Güterschuppen überführt. Diese sechs Achsen stammnn aus dem Dgz. 5191 (Gleis 3), von dem sie mit weiterer 32 Achsen in das Gleis 4 über das Ausziehgleis 3a gesetzt wurden. Während des Aufenthaltes des Dgz 5189 im Gleis 3 werden diese 38 Achsen von dem Ausziehgleis 3a aus verteilt. Es werden 26 Achsen an die Städtebahn übergeben und je sechs Achsen in das Freiladegleis 12 und das Abstellgleis 8 gesetzt. Letztere sechs Achsen sind für den Güterschuppen bestimmt und müssen auf dem Wege dahin den ganzen Bahnhof unter Spitzkehre bei b kreuzen. Läge der Güterschuppen auf der Südseite des Bahnhofs, so wäre die Zustellung erheblich einfacher.

Bis 8 Uhr wird f nicht mehr berührt. Alsdann werden 30 Achsen aus dem Überholungsgleis 3 nach den Gleisen 10 und 11 über c, b (Spitzkehre), d, e und f überführt. Zwölf Achsen werden im Gleis 10 zwischen den Weichen 18 und 31 abgestellt. Der Rest von 18 Achsen wird an den Güterschuppen gestellt. Diese 30 Achsen stammen von dem Dgz 5182 (Gleis 4), der 50 Achsen im Gleis 5 absetzt, die bald danach von der Rangierlokomotive in den Gleisen 3 und 4 nach Ortsgut und Übergabegut für die Städtebahn getrennt werden.

Um 9 Uhr und um 10 Uhr fahren die Dgz 5164 und 5616 durch f in das Gleis 9 und um 11,10 Uhr der Dgz 5192, der nach der Einfahrt ebenso wie der Egz 6018 über den geraden Strang der Weiche bei f zurückdrücken muß, um zwölf Achsen über die Weiche 20 in das Gleis 10 setzen zu können, wobei die zwischen den Weichen 31 und 18 stehenden zwölf Achsen an

den Güterschuppen gedrückt werden. Die Rangierarbeit führt die Zuglokomotive aus.

Um 14 Uhr werden die im Gleis 10 abgesetzten zwölf Achsen über f, e, d, b (Spitzkehre) und c nach dem Gleis 5 gebracht und 20 Achsen aus dem Gleis 3, die aus dem Ngz 8542 stammen, auf demselben Wege nach dem Gleis 10 (zwischen die Weichen 18 und 31) überführt. Von diesen Achsen werden zehn Achsen in den westlichen Stumpf des Gleises 10 gestoßen, worauf die Lokomotive durch das Gleis 9 umfährt und sich über die Weichen 20 und 31 in die Mitte der Wagengruppe stellt. Alsdann fährt sie die ganze Gruppe durch die Weichen 18 und 17 in das Schuppengleis, stößt die westlich stehenden zehn Achsen an die Freiladestraße und zieht den Rest vor an den Schuppen, worauf die Lokomotive abhängt und durch die Weichen 17 und 18 abfährt. Bei den an die alte Freiladestraße gesetzten Wagen handelt es sich um Bier-, Möbelwagen und andere mit hochwertigen Gütern beladene Wagen, die hier besser gegen Beraubung geschützt sind als in der neuen Freiladestraße. Die sehr umständlichen Rangierfahrten ergeben sich daraus, daß die Weichenverbindung 20—31 nicht bis zum Gleis 11 durchgeführt ist. Die Weichenverbindung 32—24 kann nicht benutzt




Bahnhof Rathenow.

werden, weil der Stumpf des Gleises 11 bereits besetzt ist und, wäre er frei, nur sechs Achsen fassen kann.

Etwa um 14,40 Uhr wird der Wagenzug des in Rathenow endigenden Pz 269 durch f in das Gleis 10 zur Abstellung gedrückt. Kurz vor 17 Uhr wird dieser Wagenzug wieder in das Gleis 1 an den Bahnsteig zurückgedrückt und fährt um 17,03 Uhr als Pz 270 ab. Inzwischen haben der Dgz 7492 und der Pz 205 den Gefahrpunkt f zwecks Überholung im Gleis 9 durchfahren. Der Pz 205 muß kurz vor der Durchfahrt der Schnellzüge D 11 und D 111 entgegen der Fahrtrichtung dieser Züge aus dem Gleis 2 über das Gleis 1, in dem wenige Minuten später der Pz 224 einfährt, gedrückt werden. Es macht sich hier das Fehlen eines Überholungsgleises mit Bahnsteigkante sehr unangenehm bemerkbar.

Bei der Räumung des Gleises 11 um 11,45 Uhr wird f vorübergehend durch rangierende Abteilungen besetzt.

Kurz nach 20 Uhr passieren zwölf aus dem Dgz 5165 (Gleis 3) stammende Achsen den Punkt f auf dem Wege nach dem Güterschuppen. Die durchgehenden Streckengleise 1 und 2 müssen bei dieser Fahrt wieder gekreuzt werden. Spitze Kreuzungen mit Pz-Fahrten auf diesen Gleisen liegen aber in diesem Falle nicht vor.

Die letzten Sperrungen von f erfolgen um 20,21 Uhr durch den Dgz 5032 und um 23,40 Uhr durch den Egz 6018.

### Spalte 5. Gefahrpunkt a.

Dieser Gefahrpunkt zeigt bis auf eine Ausnahme nur Sperrungen durch die Einfahrt von Zügen aus der Richtung Berlin. Die Ausnahme betrifft den Egz 6018, der, wie bereits bei der Untersuchung des Punktes f erwähnt wurde, über a hinaus zurückdrücken muß, um nach seiner Behandlung am Bahnsteig nach Gleis 9 vorgezogen zu werden.

### Spalte 5. Gefahrpunkt e.

Mit Ausnahme der in a nach dem Überholungsgleis 4 abzweigenden Güterzüge und des in Rathenow beginnenden Pz 270 sperren e dieselben Züge, die a bei der Einfahrt gesperrt haben. Der Egz 6002 hält den Punkt e um 2 Uhr während seines Aufenthaltes besetzt, was jedoch ohne Bedeutung ist, da eine Behandlung oder Überholung wie bei dem Egz 6018 nicht stattfindet. Die den Punkt e berührenden Rangierbewegungen sind bis auf die folgenden bereits bei f behandelt. Die gegen $4\frac{3}{4}$ Uhr mittels Spitzkehre in l an die Spitze des Dgz 5162 gesetzten 62 Achsen bestehen aus 18 Achsen aus dem Gleis 4, wohin sie tags zuvor (nicht aus dem Betriebsplan zu ersehen) aus dem Gleis 11 um 20 Uhr überführt wurden, sowie aus 26 Achsen, die tags zuvor um $23\frac{1}{2}$ Uhr, und aus 18 Achsen, die um $00\frac{1}{4}$ Uhr von der Städtebahn übernommen wurden. Die vorübergehende Abstellung der in umständlichem Rangierverfahren von dem Güterschuppen und der alten Ladestraße abgezogenen 62 Achsen in dem Überholungsgleis 4 hätte vermieden werden können, wenn der Güterschuppen auf der Südseite des Bahnhofs gelegen hätte. Die vom Güterschuppen stammenden 18 Achsen sind mit anderen Achsen zusammen um etwa 20 Uhr von der Nordseite (Gleis 11) nach der Südseite (Gleis 13) des Bahnhofs und dann wieder um etwa $3\frac{3}{4}$ Uhr von der Südseite (Gleis 13) nach der Nordseite (Gleis 9) gebracht. Der Rückweg hätte vermieden werden können, wenn es möglich gewesen wäre, den Dgz 5162 auf der Südseite einfahren zu lassen. Infolge der unzulänglichen Anlagen des Bahnhofs mußten diese 18 Achsen viermal rangiert werden, bis sie ihr Ziel erreichten.

### Spalte 5. Gefahrpunkt k.

K wird von allen aus den Gleisen 1 und 4 nach Westen ausfahrenden Zügen gesperrt. Im übrigen ist Besonderes nicht zu bemerken.

### Spalte 5. Gefahrpunkt l.

Zu den Zugfahrten durch k treten die Zugfahrten aus dem Gleis 9. Sonst ist nichts zu bemerken.

### Spalte 6. Gefahrpunkt b.

Daß b mehr Sperrungen zeigt als die bereits untersuchten Gefahrpunkte, liegt daran, daß infolge Fehlens einer zweiten Weichenstraße am Westende des Bahnhofs nicht nur die Fahrten nach Berlin, sondern auch die Fahrten von Berlin in das Überholungsgleis 4 über b geleitet werden müssen. Der Dgz 5162 (4,06 Uhr) wird in das Gleis 9 genommen, weil, wie bereits bei der Untersuchung des Punktes f festgestellt wurde, während des Aufenthaltes des Dgz 5162 die beiden Überholungsgleise 3 und 4 durch andere Züge besetzt sind. Der Dgz 5162 würde deshalb aber auch bei dem Vorhandensein einer zweiten Weichenstraße nur dann auf die Südseite genommen werden können, wenn dort ein drittes Überholungsgleis vorhanden wäre oder der Ngz 8644 in einem besonderen Zugbildungsgleis zusammengesetzt würde, von dem er kurz vor der Ausfahrt in das Gleis 4 gebracht wird oder von dem er unmittelbar ausfährt. Die nach dem Betriebsplane die Einfahrt des Dgz 5162 nach

der Südseite verhindernde Sperrung des Gefahrpunktes c durch Rangierarbeiten im Ausziehgleis 3a könnte durch Verlegung dieser Arbeiten auf einen anderen Zeitpunkt oder durch Beschleunigung der Arbeiten beseitigt werden; jedoch wäre es zweckmäßig, bei der Schaffung der zweiten Weichenstraße solches Rangiergeschäft im Gleis 3a unabhängig von den Zugfahrten zu machen.

Die Einfahrt des Dgz 5164 (9,04 Uhr) nach der Südseite ist durch die fast gleichzeitige Fahrt des Egz 6015 (9,03 Uhr) im Gleis 2 verhindert, was aber nicht als Nachteil anzusehen ist, da der Dgz 5164 nicht behandelt wird; die Einfahrt in das Gleis 9 ist deshalb sogar betrieblich günstiger. Dieses gilt auch für den Dgz 5016 (10,04 Uhr). Der zu behandelnde Dgz 5192 kann nicht nach der Südseite genommen werden, weil der Punkt c durch Rangierbewegungen zur Neuordnung des in das Überholungsgleis 3 eingefahrenen Ngz 8541 (10,03 Uhr) gesperrt wird. Dieses Hindernis wäre bei einem Umbau dadurch zu beseitigen, daß der bei den beiden Überholungsgleisen durchbrochene Grundsatz des Rechtsfahrens wiederhergestellt und eine zweite Weichenstraße geschaffen wird, so daß das Rangiergeschäft von dem Ausziehgleis 3a aus unabhängig von den Einfahrten nach Gleis 3 durchgeführt werden kann. Der Linksbetrieb in den Gleisen 3 und 4 ist offenbar darauf zurückzuführen, daß anfänglich nur die Überholungsgleise 9 und 3 vorhanden waren und erst später das Überholungsgleis 4 hinzukam. Die Einfahrt der Dgz 7492 (15,11 Uhr) und 5032 (20,21 Uhr) auf der Nordseite müßte bei einem Umbau des Bahnhofs beibehalten werden, da diese Züge nur Betriebsaufenthalt haben. Um 21,48 Uhr wird der Egz 6001 nach seiner Behandlung am Bahnsteig II über b (Spitzkehre) und c nach dem Gleis 3 gesetzt zwecks Überholung durch den D 3. Es macht sich hier wiederum das Fehlen eines Überholungsgleises mit Bahnsteigkante für die Richtung Stendal—Berlin unangenehm bemerkbar. Kurz vor 23 Uhr werden zwölf Achsen aus dem Gleis 8 durch b dem Egz 6035 zugesetzt, die mit weiteren zwölf Achsen, die kurz nach 20 Uhr von dem Gleis 8 an den Güterschuppen gesetzt werden, aus dem Dgz 5165 (17,21 Uhr, Gleis 3) stammen. Die übrigen durch Rangierfahrten bewirkten Sperrungen des Punktes b sind bereits bei der Betrachtung des Punktes f erwähnt worden.

### Spalte 6. Gefahrpunkt d.

Hier ist beachtenswert, daß dieser Punkt durch die Egz 6001 (21,34 Uhr) und 6035 (22,35 Uhr) gesperrt wird, woraus zu ersehen ist, daß die Länge des Bahnsteiges II ungenügend ist, wenn in den Egz die zu behandelnden Wagen auf die ganze Zuglänge verteilt sind.

### Spalte 6. Gefahrpunkt i.

Dieser Punkt wird nicht nur von den aus der Richtung Stendal in das Gleis 3 einfahrenden, sondern auch von den aus dem Gleis 4 in der Richtung Stendal ausfahrenden Güterzügen berührt. Hierzu kommen noch sämtliche nicht abgelenkten Züge der Richtung Stendal—Berlin. Das Fehlen der zweiten Weichenstraße macht sich bei i nicht so stark bemerkbar wie bei b, da die Ein- und Ausfahrten hier günstiger liegen als bei b und ein Teil der zu behandelnden Züge der Richtung Stendal—Berlin bereits wegen der unzureichenden Gleisanlage am Ostende des Bahnhofs in das Gleis 9 genommen werden und infolgedessen den Punkt i bei der Ausfahrt nicht mehr berühren. Die Einfahrten der Dgz 5162 (4,06 Uhr) und 5192 (11,10 Uhr) auf der Süd- anstatt der Nordseite würden freilich nach dem Betriebsplane keine Schwierigkeiten im Punkte i schaffen; es müßte jedoch mit Schwierigkeiten bei Zugverspätungen oder Fahrplanänderungen gerechnet werden. Bei einem Umbau des Bahnhofs müßte deshalb zweckmäßig auch an diesem Ende der Überholungsgleise 3 und 4 eine zweite Weichenstraße und Rechtsfahren vorgesehen werden.

### Spalte 8. Gefahrpunkt c.

Außer sämtlichen auf der Südseite am Ostende des Bahnhofs ein- und ausfahrenden Güterzügen sperren diesen Punkt auch alle Rangierbewegungen zwischen dem Ausziehgleis 3a, an dem auch die Übergabegleise der Städtebahn (4 Ü und 5 Ü) hängen, und den Gleisen 3 bis 13a, da eine Weichenverbindung, welche eine Umgehung des Punktes c gestattet, zwischen dieser Gleisgruppe und dem Ausziehgleis 3a nicht vorhanden ist. Die Sperrungen häufen sich im Punkte c infolgedessen zeitweise derartig, daß bei Unregelmäßigkeiten im Betriebe Schwierigkeiten entstehen müssen, die ein wirtschaftliches Arbeiten nicht immer gestatten werden. Sehen wir uns die den Punkt c sperrenden Bewegungen an, so finden wir auch hier Mängel der Bahnhofsanlagen.

Das Ausziehgleis 3a reicht östlich der Weichen 13 und 14 in seiner Länge nicht aus, um die Übergabe von Wagen zwischen der Reichsbahn und der Städtebahn immer in einem Zuge vorzunehmen (s. Übergabe um 17 Uhr und um 21 Uhr). Die bei der Auflösung des Ngz 8643 in das Gleis 4 abgestoßenen 20 Achsen müssen (zusammen mit 22 Achsen aus dem Gleis 6) in dem Gleis 12 bereitgestellt werden, weil das Gleis 4 zum Absetzen von 38 Achsen aus dem Dgz 5191 benötigt wird. Die im Gleis 6 fast 23 Stunden lang abgestellten 18 Achsen gehören zu R-Wagen, die auf Abruf abrollen. Zwischen 4 und 5 Uhr wird aus den im Gleis 5 tags zuvor abgestellten Wagen der Ngz 8644 gebildet. Diese Wagen stammen aus dem Überholungsgleis 5 Ü der Städtebahn, dem Freiladegleis 12 und von dem Güterschuppen. Weitere von der Städtebahn übernommene Wagen sowie 18 Achsen vom Güterschuppen, die tags zuvor und kurz nach Mitternacht in den Gleisen 13 und 13a abgestellt wurden, gehen mit den Dgz 5162 (4,40 Uhr) und 5182 (7,25 Uhr) ab. Die betrieblichen Schwierigkeiten, die im ersten Teile dieser Rangierarbeiten auftreten, sind bereits geschildert. Dasselbe gilt von der Bahandlung der im Gleise 5 von dem Ngz 5182 abgesetzten 50 Achsen, der Neuordnung des Ngz 8541 sowie der Entnahme von 20 Achsen (Gleis 3) aus dem Ngz 8542 (Gleis 4), der hierbei neu geordnet wird. Bevor diese 20 Achsen aus dem Gleis 3 über Gleis 10 nach dem Gleis 11 überführt werden, wird Gleis 10 geräumt. Die hier stehenden 12 Achsen werden zusammen mit 36 weiteren Achsen Durchgangsgut aus den Gleisen 13 und 8 im Gleis 5 gesammelt und bald danach dem Dgz 5166 über den Punkt g (Spitzkehre), in dem das Überholungsgleis 4 an das Überholungsgleis 3 angeschlossen ist, durch die Zuglokomotive zugestellt. In derselben Weise hat der Dgz 5166 kurz vorher 20 Achsen in dem Gleis 3 östlich des Punktes g abgesetzt. Diese Rangierbewegungen sind nur dadurch möglich, daß das Gleis zu derselben Zeit frei ist. Abgesehen davon, daß der Gefahrpunkt g bei Einfahrten in die Gleise 3 und 4 und bei Ausfahrten aus dem Gleis 4 gesperrt ist, macht sich die ungünstige Lage des Punktes g z. Z. noch nicht sehr bemerkbar, weil die Länge des Gleises 3 östlich des Punktes g gerade noch zur Aufnahme der eingefahrenen Züge ausreicht. Bei einem Umbau des Bahnhofs müßte der Gefahrpunkt g durch Herstellung einer doppelten Weichenstraße am Westende der Überholungsgleise 3 und 4 beseitigt werden.

Die übrigen im Gleis 4 behandelten Züge (Dgz 5182, Ngz 8542 sowie der neu gebildete Ngz 8644) werden von Osten her bearbeitet, was günstiger ist, weil die Rangiergleise 6 und 13a nach Westen stumpf enden, die Übergabegleise 4 Ü und 5 Ü der Städtebahn im Osten an den Reichsbahnhof angeschlossen sind und die Rangierlokomotive sich infolgedessen meistens an diesem Bahnhofsende aufhält. Die von dem Dgz 5166 im Gleis 3 abgesetzten 20 Achsen werden sofort von der Rangierlokomotive von Osten her gefaßt und an die Städtebahn übergeben. Die übrigen den Punkt c berührenden Rangierbewegungen sind bereits erwähnt. Sie ergeben bei c ein klares Bild.

Spalte 8. Gefahrpunkt g.

Die Nachteile des Punktes g sind bereits oben sämtlich klargestellt.

Spalte 8. Gefahrpunkt h.

Punkt h bildet ein Gegenstück zu dem Punkte c, wird aber nicht so häufig wie dieser bei Rangierbewegungen benutzt, weil an dem Ausziehgleis 3a nur die drei Gleise 3, 4 und 5 hängen, deren Spitzen von dem Punkte h weit abliegen. Übergabefahrten zwischen der Reichs- und Städtebahn finden hier außerdem nicht statt.

Die Untersuchung der Gefahrpunkte gab uns Gelegenheit, alle Bewegungen, die die Betriebsleistung des Bahnhofs der Reichsbahn maßgebend beeinflussen, kennen zu lernen. Die gesamte Prüfung des Betriebsplanes ergab kurz zusammengefaßt folgende Mängel des Reichsbahnhofs:

1. unzureichende Länge der Überholungsgleise für Güterzüge,
2. unzureichende Anzahl und Länge der Abstell- und Rangiergleise,
3. das Fehlen eines Überholungsgleises nach Berlin für Personenzüge,
4. unzureichende Länge der Bahnsteigkanten für die Behandlung der Eilgüterzüge,
5. Verteilung der Anlagen für den Güterverkehr auf zwei Seiten des Bahnhofs,
6. ungünstige Trennung der Ein- und Ausfahrten der Güterzüge,
7. ungünstige Lage der Weichenverbindungen zwischen den Gleisen 10 und 11,
8. ungenügende Länge des Ausziehgleises 3a östlich der Anschlüsse der Übergabegleise 4 Ü und 5 Ü.

**B. Der Betriebsplan für den Bahnhof der Brandenburger Städtebahn (Abb. 10 und Taf. 33).**

Die Rangierbewegungen zum Ein- und Aussetzen der Personenwagen der Gmz sowie zur Bedienung des Güterschuppens und der Rampe sind der Einfachheit halber nicht angegeben, da der Betriebsplan und der Gleisplan auch ohne diese Angaben hinreichend Aufschluß über die Mängel des Bahnhofs geben.

Spalte 20. Gefahrpunkt f.

Um 3,45 Uhr etwa wird das Übergabegleis 4 Ü geräumt, wobei die dort stehenden 82 Achsen über das Streckengleis in der Richtung nach Brandenburg mittels Spitzkehre bei dem Gefahrpunkt h auf das Bahnsteiggleis 2, das Abstellgleis 3a sowie das Schuppengleis und Freiladegleis 3 verteilt werden. Die in das Bahnsteiggleis 2 gesetzten 20 Achsen gehen, verstärkt um acht Achsen aus dem Abstellgleis 10, als Gmz Z 10 in der Richtung nach Brandenburg ab. Die restlichen 28 Achsen aus dem Gleise 10 sind gleichzeitig mit den acht Achsen für den Gmz Z 10 in das Bahnsteiggleis 1 vorgezogen und hier zurückgelassen, um als Gmz Z 5 in der Richtung nach Neustadt abzurollen. Die im Gleis 3a abgestellten 22 Achsen sowie acht bereits dort stehende Achsen werden zusammen mit 20 Achsen aus dem Gleis 3 und acht Achsen aus dem Gleis 12 zur Bildung des Gmz Z 9, der 8,58 Uhr nach Neustadt abfährt, benutzt. Um die 20 Achsen aus dem Gleis 3 für den Z 9 in dem Gleis 3 bereitzustellen, umfährt die Rangierlokomotive das Gleis 3 in dem Gleis 1 von h bis b (Spitzkehre), drückt die in dem Gleis 3 stehenden 40 Achsen über h in das Streckengleis, zieht mit 20 Achsen in das Gleis 3 wieder vor, wo die Achsen für den Z 9 bereit gestellt werden, umfährt diese Wagen nochmals über b, Gleis 1 und h und drückt die im Streckengleis zurückgebliebenen 20 Achsen teils in den Anschluß Bolle (vier Achsen), teils in den Anschluß Ruhland (16 Achsen). Diese Rangierfahrten liegen zum Schluß sehr spitz zur Einfahrt des Gmz Z 2 in das Gleis 2. Größere Sicherheit ließe sich dadurch erreichen, daß man die Bedienung der Anschlüsse etwa eine Stunde früher (vor die Einfahrt des Gmz Z 9) legt; jedoch müßte dann für diese Arbeit eine besondere Rangierlokomotive vorgehalten werden, während die Arbeit nach dem Betriebsplan von der Lokomotive des Z 9 durchgeführt werden kann.

Die mit dem Gmz Z 9 um 7,46 Uhr eingegangenen 44 Achsen werden restlos der Reichsbahn im Gleis 5 Ü übergeben, wohin sie nach Spitzkehre bei h über f gesetzt werden, die mit dem Gmz Z 2 um 8,28 Uhr eingegangenen 52 Achsen unmittelbar von dem Einfahrgleis 2 aus über d, c und b auf die Stumpfgleise 10, 11 und 12 verteilt. Danach wird das Übergabegleis 4 Ü geräumt. Die dort vorgefundenen 86 Achsen werden nach Spitzkehre bei h in die Gleise 3 und 3a sowie in das Gleis 1 gesetzt. Die Lokomotive umfährt darauf die in das Gleis 1 gesetzten 26 Achsen über das Gleis 2 und die Gefahrpunkte d, c und b, macht hier Spitzkehre, setzt sich an die im Gleis 1 stehenden 26 Achsen, zieht sie nach dem Gleis 10 vor und setzt sie mittels Spitzkehre, die wegen Platzmangels in dem Gleis 10 möglichst spitz ausgeführt werden muß, in das Freiladegleis 13. Es macht sich hier unangenehm bemerkbar, daß das Freiladegleis 13 nur in der der Hauptrangierrichtung entgegengesetzten Richtung angeschlossen ist und eine direkte Verbindung zwischen dem Gleise 13 und dem Gleisstücke a—b fehlt.

Der Punkt f, der ja nur bei der Bedienung der Übergabegleise 4 Ü und 5 Ü durch die Städtebahn berührt wird, wird dann wieder bei der Ausrangierung des 11,23 Uhr in das Gleis 2 eingefahrenen Gmz Z 302 in Mitleidenschaft gezogen. Dieser Zug, der 100 Achsen anbringt, hält zunächst mit der Spitze am Bahnsteig und sperrt während dieser Zeit die Gefahrpunkte a, b, c und d, zieht alsdann über h hinaus vor und setzt 50 Achsen über f in das Gleis 5 Ü zur Übergabe an die Reichsbahn. Die aus dem Gleis 5 Ü zurückgekehrte Lokomotive drückt den in dem Gleise 2 stehenden Schlußteil des Z 302 an die in dem Gleis 11 stehenden 28 Achsen, nimmt zu diesen Achsen noch die im Gleis 12 stehenden 20 Achsen, zieht sämtliche Achsen über h hinaus vor, setzt 20 Achsen über f in das Gleis 5 Ü für die Reichsbahn und den Rest von 78 Achsen über h und g in das Bahnsteiggleis 2, aus dem sie dann als Gmz Z 2 in der Richtung nach Brandenburg abrollen.

Von der Reichsbahn um 12,25 Uhr im Gleis 4 Ü an die Städtebahn übergebene 20 Achsen werden zwei Stunden später über f, h (Spitzkehre), g, e, Gleis 1 und b in das Gleis 10 gesetzt. Sie werden mit bereits hier stehenden 20 Achsen aus dem Gmz Z 2 dem Gmz Z 4 beigegeben, der 17,18 Uhr aus dem Gleis 2 in der Richtung nach Brandenburg abfährt, nachdem 20 Achsen des Zuges in das Gleis 11 über g, h (Spitzkehre) und Gleis 3a und 26 Achsen aus dem Gleis 13 mittels Spitzkehre in dem Gleis 12 und über b an den Schluß des Zuges gesetzt sind. Die in das Gleis 11 gesetzten 20 Achsen werden bald danach zusammen mit 20 bereits in demselben Gleise stehenden Achsen, die aus dem Gmz Z 3 stammen, im Gleis 5 Ü an die Reichsbahn übergeben. Der um 15,50 Uhr eingefahrene Gmz Z 3 wird völlig aufgelöst und fährt mit nur 40 aus dem Gleis 3a entnommenen Achsen um 17 Uhr ab. Von den mit Z 3 angebrachten 80 Achsen werden 2.30=60 Achsen an die Reichsbahn im Gleis 5 Ü über e, g, h (Spitzkehre) und f übergeben. Der Rest von 20 Achsen wird über das Gleis 2, d, c und b in das Gleis 11 gesetzt, da die Übergabe dieser Achsen weniger eilig ist und das Gleis 5 Ü nicht alle Achsen aufnehmen kann. Nachdem hierauf die zwischen 8 und 9 Uhr nach den Anschlüssen Bolle und Ruhland überführten 20 Achsen zurückgeholt und mittels Spitzkehre im Gleis 11 in das Gleis 13 gesetzt sind, wird aus 54 Achsen, die sämtlich von der Reichsbahn übernommen und den Gleisen 4 Ü und 10 entnommen sind, der Gmz Z 301 gebildet. Alle diese zur Umbildung der Züge Z 3

und Z 4 sowie zur Neubildung des Zuges Z 301 erforderlichen Rangierbewegungen liegen sehr dicht zusammen und werden durch die ungünstige Lage des Freiladegleises 13, die Umfahrten der Lokomotive erfordert, sowie durch den Mangel an Abstellgleisen erschwert. Auch die Abgelegenheit der Stumpfgruppe 10 bis 12 wirkt sich durch die langen Rangierwege, die zwischen dieser Gruppe und der Hauptrangierweiche bei h zurückzulegen sind, ungünstig aus. Während diese Gruppe im übrigen zu der herrschenden Rangierrichtung West—Ost richtig liegt, liegt sie für die Abstellung der von den Anschlüssen kommenden Achsen ungünstig, da die Anschlüsse durchweg von dem Streckengleis Rathenow—Brandenburg in entgegengesetzter Richtung abzweigen. Diese Achsen müssen deshalb im Freiladegleis 13 abgestellt werden, wobei Spitzkehre in einem der Gleise 10 bis 12 gemacht werden muß.

Die mit dem Gmz Z 1 um 19 Uhr eingegangenen 26 Achsen werden nach der Einfahrt in der Fahrtrichtung in das Gleis 10 gedrückt. Sie werden, nachdem ihnen die im Gleis 13 stehenden 20 Achsen über Gleis 1 nach Umfahren der Lokomotive über das Gleis 3a beigestellt sind, über das Gleis 1 mittels Spitzkehre in h in das Übergabegleis 5 Ü gesetzt. Wiederum ein sehr umständliches und zeitraubendes Verfahren infolge der ungünstigen Lage der einzelnen Gleise zueinander.

Der um 20,20 Uhr im Gleis 2 eingefahrene Gmz Z 6 fährt ohne Umlastung um 21,20 Uhr weiter; dagegen wird der um 23,16 Uhr im Gleis 1 eingefahrene Gmz Z 7 aufgelöst. Die Achsen werden in der üblichen Weise vom Streckengleis Rathenow—Brandenburg aus auf die Gleise 5 Ü, 2, 3a und 3 verteilt. Die in das Gleis 2 gestoßenen 16 Achsen werden in das Wiegegleis 9 und die in das Gleis 3 gestoßenen sechs Achsen in das Gleis 11 durchgedrückt.

Ausgehend von dem Gefahrpunkt f haben wir infolge der geringen Ausdehnung der Bahnhofsanlagen der Städtebahn alle eingetragenen Bewegungen erfassen und untersuchen können, so daß sich eine besondere Untersuchung der übrigen Gefahrpunkte erübrigt. Fassen wir auch bei diesem Bahnhof die gefundenen Mängel kurz zusammen. Es ergaben sich folgende:

1. unzureichende Länge der Bahnsteiggleise 1 und 2;
2. „ „ „ Bahnsteigkanten;
3. „ „ und Anzahl der Abstellgleise.
4. Die Stumpfgruppe 10 bis 12 liegt zu weit ab von dem Ablaufpunkt h;
5. das Wiegegleis 9 liegt zu weit ab von dem Ablaufpunkt h;
6. das Freiladegleis 13 ist in ungünstiger Richtung angeschlossen;
7. die herrschende Rangierrichtung West—Ost liegt ungünstig zu den in entgegengesetzter Richtung angeschlossenen Anschlüssen an das Streckengleis Rathenow—Brandenburg;
8. es fehlt eine Weichenverbindung zwischen den Gleisen 13 und (a—b);

Außerdem ergibt die Prüfung des Gleisplanes, daß

9. das Güterschuppen- und Rampengleis in der Verlängerung des Gleises 3 in ungünstiger Richtung angeschlossen ist und daß
10. sämtliche Zugfahrten durch den krummen Strang von Weichen stattfinden.

Die aus den Betriebsplänen gewonnenen, eingehenden Erkenntnisse wurden dazu benutzt, einen Umbauplan für Bahnhof Rathenow zu entwerfen, der dann an Hand vorausschauender Betriebspläne auf die Leistungsfähigkeit aller Einzelanlagen geprüft wurde.

### IV. Schlußwort.

Wir haben gesehen, daß uns die Betriebspläne eine eingehende Kenntnis der wichtigsten Betriebsvorgänge auf den beiden Bahnhöfen vermittelt haben, die uns eine zuverlässige Stütze bei der Beurteilung der Leistungsfähigkeit der vorhandenen Bahnhöfe war. Die vorliegenden Betriebspläne sind aus einem augenblicklichen praktischen Bedürfnisse heraus entstanden und der Grad ihrer Genauigkeit entspricht diesem Bedürfnis. Das durchgeführte Beispiel dürfte zur Genüge gezeigt haben, daß sich solche Betriebspläne auch für die Klärung von Sonderaufgaben, z. B. Feststellung des Bedarfs an Rangierlokomotiven und Rangierkolonnen, an Stellwerken und Stellwerkswärtern, an Lokomotivbekohlungsanlagen und Anlagen für die Wagenreparatur usw. gut eignen, da sich die Darstellung bei Anwendung geeigneter Maßstäbe auf die geringsten Bewegungsvorgänge ausdehnen und der Grad der Genauigkeit sich durch die Verwendung der Resultate von Zeitstudien in dem für derartige Zwecke erforderlichen Maße steigern läßt.

## Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.

Von Prof. Dr. Ing. **Heumann**, Aachen.

(Schluß.)

Hierzu Tafel 29 im Heft 22.

### III. 1-D Lokomotive mit vorderem Krauss-Helmholtz-Drehgestell.

Längenmaße, Raddurchmesser, Raddrucke und Höchstgeschwindigkeit wie bei II.

Achsen 3 und 5 sind unverschieblich und regelspurig. Die Spurkränze der unverschieblichen Achse 4 sind so weit geschwächt, daß diese Achse nicht anläuft. Schema in Abb. 6 der Taf. 29, $c = 1{,}5$, $d_d = 2{,}5$. Der Drehzapfen D des Drehgestells sei seitenverschieblich gegen eine Federspannkraft $P_d$.

$S_0$ darf mit Rücksicht auf das Anlegen von Achse 1 nicht allzu groß sein, aber doch wegen der Übersetzung durch die Deichsel größer als bei der Schwenkachsanordnung; es sei demgemäß gewählt zu $1\,fQ = 2075$ kg. p ist weiter unten zahlenmäßig festgelegt.

Zunächst sei die Richtkraft $P_{100}$ ermittelt, mit der sich Achse 1 bei Einlauf in einen beliebigen Bogen an die Außenschiene anlegt, unter Vernachlässigung der kleinen Sondermassenwirkung der Deichselachse 1. Nach Gl. 8a) ergibt sich mit $x_d = d_d$:

$$P_{100} = S_0 \cdot \frac{c}{d_d} + 2\,\frac{Q_1}{Q}\,\frac{\sqrt{s^2 + {d_d}^2}}{d_d} = 0{,}6 + 1{,}71 = 2{,}31 =$$

$= 4800$ kg und P″ nach Gl. 5) $= 0{,}26$, weiter nach Gl. 17a) mit $g = 0 : Y_{100} = 1{,}47$; infolge der Übersetzung durch die Deichsel legt sich also Achse 1 bei doppelt so großem $S_0$ mit nur wenig größerem Führungsdruck an die Außenschiene an als die Schwenkachse der Anordnung II. $\alpha_{0_{1m}}$ ist wie dort $= 47'$; auch hier tritt nur eine äußerst schwache Anlauferscheinung, die vernachlässigt werden kann, auf. $P_{100}$ und $Y_{100}$ sind fast unabhängig von V, R und T.

Für das Minimumverfahren sind die verschiedenen $\mathfrak{M}$-linien des Hauptgestells in die Abb. 6 der Taf. 29 eingezeichnet, und zwar gilt $\mathfrak{M}$, die unterste, für den Fall, daß Achse 2 schon außen anläuft, während das Hauptgestell noch geradeaus läuft, jene Achse zu $\mathfrak{M}$ also gar keinen Beitrag liefert, $\mathfrak{M}'$, die mittlere, für den Fall, daß 2 außen anläuft und das Hauptgestell bereits geschwenkt wird, wobei Achse 2 den Beitrag $\frac{2\,s^2}{\sqrt{s^2 + {x_v}^2}} \cdot fQ$ zu $\mathfrak{M}$ liefert, und $\mathfrak{M}_0$, die oberste Linie, für den

Fall, daß Achse 2 noch nicht außen anläuft, das Hauptgestell aber schon geschwenkt wird, mithin Achse 2 nach Gl. 6a) zu $\mathfrak{M}$ den größeren Beitrag $s\sqrt{(2fQ)^2 - P''^2} = 1{,}97\,fQ$ liefert; alle drei Fälle sind möglich.

Nun sei p festgelegt. $P_d = S_0 + e.p$ darf zur Erfüllung der Forderung 3 nur so groß sein, daß das Hauptgestell beim Einfahren mit $V \cong 0$ in die Weiche 1:9, $R = 190$ m, mit seiner ersten seitlich festen und regelspurigen Achse — hier Achse 3 — noch nicht innen anstreift. Die Stellung, die das Hauptgestell dabei einnimmt, ist bestimmt durch den Ausschlag e seines Punktes $D_H$ gegenüber dem entsprechenden $D_d$ des Drehgestells und durch den Abstand x seines Reibungsmittelpunktes M von $D_H$.

x erhält man unter der Voraussetzung, daß das Hauptgestell nur durch D geführt wird, nach dem Minimumverfahren aus Abb. 6 der Taf. 29 als Subtangente der Tangente von D an die drei $\mathfrak{M}$-Linien für alle drei Fälle ziemlich übereinstimmend zu 5,25 m. Innenanlauf von Achse 5, der im Lauf des Einfahrens auftreten kann, würde x ein wenig verkleinern. Denjenigen konstanten Wert e′ von e, bei dem Achse 3 unter Zugrundelegung dieses x gerade eben innen anstreift, findet man, indem man mit verschiedenen konstanten e-Werten das Fahrzeug durch die nach dem Royschen Verfahren verzerrt aufgezeichnete Spurrinne des Weichenbeginns, s. Abb. 7 der Taf. 29, hindurchführt. So findet man $e' = 24$ mm. Wir setzen fest, daß erst bei $e' = 0{,}026$ das Hauptgestell eingeschwenkt wird, damit noch etwas Spiel zwischen Achse 3 und Innenschiene bleibt; dann darf also p höchstens so groß sein, daß $S_0 + e'.p$ gerade ausreicht, das frei laufende Hauptgestell bei $V = 0$ zu führen. Diese Kraft $P_d'$ erhalten wir nach dem Minimumverfahren aus der $\mathfrak{M}'$-Linie, der $\mathfrak{M}$-Linie und der $\mathfrak{M}_0$-Linie der Abb. 6 der Taf. 29 für die drei oben gekennzeichneten Fälle zu 1,75, 1,80 und 2,0; da, wie sich unten ergeben wird, das Hauptgestell schon einzuschwenken beginnt, bevor Achse 2 sich außen anlegt, tritt $P_d' = 1{,}75$ nicht auf. Rechnen wir mit den arithmetischen Mittelwert der beiden anderen: $P_{d_m}' = 1{,}9$, so erhalten wir als Bedingung für p: $p \leq \frac{P_d' - S_0}{e'} = \sim 35 = 72{,}4$ kg/mm; so groß sei p gewählt mit Rücksicht auf Forderung 2.

Mit welchem $P_{2_0}$ und $Y_{2_0}$ legt sich nun Achse 2 außen an? Der Ausschlag e hat für diesen Augenblick des Anlegens von 2, unter der stets hinreichend genau erfüllten Voraussetzung, daß diese Achse und das Hauptgestell bis dahin geradeaus gelaufen sind, nach Abb. 29 den Ausdruck:

$$e = \left[\frac{(z_m + d_d)^2}{2R} - \left(\frac{\sigma_0}{2} + f_1\right)\right] \cdot \frac{c}{d_d} \quad \ldots \quad 20),$$

also für $R = 190 = 0{,}030$; somit ist $P_d = 1 + 35.0{,}03 = 2{,}05$. Da diese Kraft, zu der in Wirklichkeit noch gleichgerichtete Reibung hinzutritt, ein wenig größer ist als die zur Überwindung des statischen Schwenkwiderstandes des Hauptgestells vor Anlaufen von Achse 2 oben zu 2,0 gefundene, hat das Hauptgestell und mit ihm Achse 2 schon kurz vor Anlegen von 2 zu schwenken begonnen und ist $P_{2_0}$ nach Gl. 9) mit $P_{d_1} = 2{,}05$, $x_v = 5{,}25 - 1{,}5 = 4{,}75$: $P_{2_0} = 0{,}82 - 0{,}25 + 1{,}96 = 2{,}53$ wovon nur 0,82 auf den Einfluß von $P_d$ entfallen, und $P'' = 0{,}57$. Weiter ergibt sich nach Gl. 17a) $Y_{2_0} = 1{,}49$, Anlaufwinkel und Erscheinung fast genau wie bei Anlegen von Achse 1, also Anlauferscheinung angenähert = 0. Die Änderung von $x_v$ mit V macht nur sehr wenig aus. Praktisch ist daher $Y_{2_0}$, ebenso wie $Y_{1_{00}}$, von V und T unabhängig, während es im Gegensatz zu $Y_{1_{00}}$ von R abhängig ist, und zwar derart, daß es mit zunehmendem R etwas abnimmt, wie Gl. 20) und 9) erkennen lassen.

$P_1$ sinkt etwas mit zunehmendem R, da $P_d$ damit sinkt. Für $R = 190$ erhalten wir für $P_1$ kurz vor Anlegen der Achse 2 nach Gl. 8a): $P_{1_0} = 2{,}05 \cdot \frac{1{,}5}{2 \cdot 5} + 1{,}71 = 2{,}94$, unmittelbar danach, nach Gl. 8c) $P_{1_0} = 2{,}05 \cdot \frac{1{,}5}{2 \cdot 5} + 1{,}66 = 2{,}89$ und $Y_{1_0} = 1{,}86$ bzw. 1,82, also etwas größer als $Y_{1_{00}}$, in durchaus günstiger Weise.

Wie schwenkt nun das Hauptgestell bei großer Massenwirkung, also großem b, ein? Zunächst sei betrachtet die Einfahrt in die Weiche 1:9, bei $V = 35$ km/h, $R = 190$ und $T = 0$. Abgesehen von Reibungsmitnahme beginnt es einzuschwenken, sobald $P_d$ seinen statischen Schwenkwiderstand gerade eben überwindet, d. h. sobald $e = P_d' \sim 2{,}0$, kurz vor dem Anlegen von Achse 2, geworden ist, entsprechend $e = e'' = \frac{2{,}0 - 1}{35} = 0{,}0285$, und $x_0 = 5{,}25$. In diesem Augenblick beginnt das oben auf S. 469 erörterte Schwingen des Hauptgestells mit folgenden Daten: $b = 0{,}5$ m/sec², $p = 35\,fQ/m = 72600$ kg/m, $M_r = \frac{G}{g}\frac{1}{y^2}\frac{1}{6l} \cdot [(y+u)^3 + \{2l - (y+u)\}^3]$; y ändert sich während des Schwingens, da der Pol O hierbei von M nach hinten rückt. Wir ermitteln $M_r$ für $y = x = 5{,}25$ und für $y = 2l - u = 10{,}1 - 2{,}1 = 8{,}0$ zu $M_r = 4110$ und 4330 kg . m$^{-1}$ sec²; $M_r$ ändert sich also beim Wandern des Pols O von M bis zum Fahrzeugende U nur wenig, und wir rechnen mit einem konstanten $M_r = 4300$.

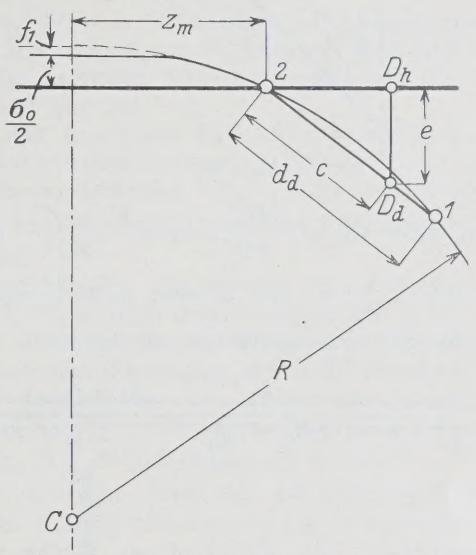


Abb. 29.

$v_x = \frac{dx}{dt} = \alpha . v$ ist noch zu ermitteln; nach Abb. 30, die den Augenblick des Schwingbeginns schematisch darstellt, ist:

$$\alpha = \frac{z'' + c}{R} \text{ und } \frac{(z'' + d_d)^2}{2R} = e''\frac{d_d}{c} + \frac{\sigma_0}{2} + f_1;$$

daraus erhält man

$$\alpha = \frac{\sqrt{\left(e''\frac{d_d}{c} + \frac{\sigma_0}{2} + f_1\right) 2R} - d_d + c}{R} \quad \ldots \quad 21),$$

hier $\alpha = 0{,}0208$ und $z'' = 2{,}47$, also $v_x = v.\alpha = 0{,}203$. Es ist $z_m - z'' = 2{,}58 - 2{,}47 = 0{,}11$; also 110 mm vor dem Anlegen von 2 beginnt das Schwingen.

Der statische Schwenkwiderstand des Hauptgestells ist während des Schwingens nicht ganz konstant; er sinkt, wie oben ermittelt, kurz nach Beginn desselben, nämlich im Augenblick des Anlegens von Achse 2, von etwa 2 auf 1,8,

um dann diesen Wert weiter beizubehalten; dem $P_d = 1{,}8$ entspricht ein Ausschlag $e = e''' = 0{,}0229$. Von diesem Augenblick an wird das Hauptgestell in Punkt $D_H$ stärker beschleunigt. Es gilt nicht mehr die Ausgangsgleichung a) des Schwingens: $\frac{d^2 s_H}{dt^2} \cdot M_r = p \cdot x$, sondern $\frac{d^2 s_H}{dt^2} \cdot M_r = p \cdot x + (e'' - e''')\,p$,

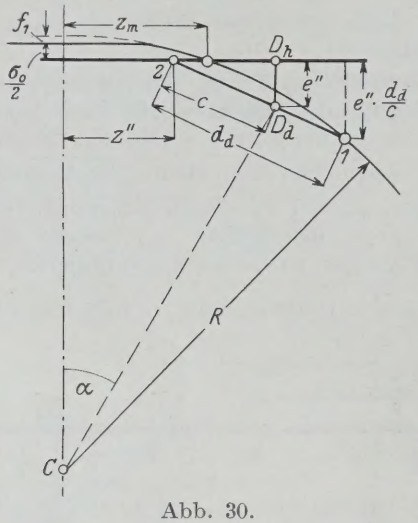



Abb. 30.

also lautet jetzt Gl. c): $\frac{d^2 x}{dt^2} = b - \frac{e'' - e'''}{M_r} \cdot p - \frac{p}{M_r} \cdot x$ statt $\frac{d^2 x}{dt^2} = b - \frac{p}{M_r} \cdot x$, und es tritt auch in der weiteren Ableitung des Schwingungsgesetzes an die Stelle von b der Ausdruck $b' = b - \frac{e'' - e'''}{M_r} \cdot p$, im vorliegenden Zahlenbeispiel $0{,}5 - \frac{0{,}0285 - 0{,}0229}{4300} \cdot 72600 = 0{,}405$ an die Stelle von 0,5. Lassen wir dieses b' für den ganzen Schwingungsvorgang gelten, so erhalten wir aus Gl. 3a) $c_2 = 0{,}110$, aus Gl. 3b) $c_1 = 0{,}0206$ und aus Gl. 3)

$$x = 0{,}0592 \left[0{,}405 - 0{,}925 \sin\left(0{,}452 - \frac{t}{0{,}243}\right)\right]$$

gegenüber $c_2 = 0{,}132$, $c_1 = 0{,}0206$ und

$$x = 0{,}0592 \left[0{,}50 - 0{,}967 \sin\left(0{,}542 - \frac{t}{0{,}243}\right)\right]$$

für $b = 0{,}5$; der Unterschied ist nur gering. Die Schwingungsdauer T ist 1,53 sec, $x_{max} = 0{,}079$ bei $t = t'' = 0{,}49$ sec. Trägt man für verschiedene t und zugehörige Fortschrittswege v . t des Fahrzeugs das hiernach ermittelte $e'' + x$ in die Roysche verzerrte Darstellung des Fahrzeugs ein, so erhält man die in Abb. 31 in ausgezogener Linie aufgezeichnete Bahn des Punktes $D_H$ des Hauptgestells — daneben ist gestrichelt die Bahn für $b = 0{,}5$ eingetragen —. Zur Gewinnung des Punktes, in dem Achse 3 sich anlegt, ist $x = 5{,}5$, von $D_H$ aus gerechnet, geschätzt worden; x kann ziemlich stark schwanken, ohne diesen Punkt merklich zu verlegen. Danach wird trotz des sehr großen p das Hauptgestell bis zum Anlegen von Achse 3 nur wenig aus seiner Zulaufgeraden abgelenkt, und hat der Drehzapfen $D_H$ im Augenblick dieses Anlegens einen Ausschlag $e'' + x = 0{,}070$. Diesem Ausschlag gehört zu $P_d = 1 + 35 \cdot 0{,}07 = 3{,}45$, mithin nach Gl. 9) $P_{2_0} = 3{,}03$ und nach Gl. 8c) $P_{1_0} = 3{,}73$, weiter $Y_{2_0} = 1{,}83$, $Y_{1_0} = 2{,}83$ mit den aus der weiteren Rechnung vorausgenommenen Werten von $S_1$ und $S_2$. Zur Ermittlung von $P_{3_0}$ ist zu beachten, daß im fraglichen Augenblick das Hauptgestell schon ein wenig eingeschwenkt, Pol O also schon etwas hinter M gerückt ist. Mit dem geschätzten y (von Achse 3 aus gerechnet) = 2,8 und den zugehörigen $S_1 = 2{,}17$, $S_2 = 0{,}167$ erhält man aus Abb. 6 der Taf. 29 mit dem Linienzuge $DEFGB_0H$ ein von Achse 3 aus gerechnetes $x = 2{,}4$, das einigermaßen richtig von $y = 2{,}8$ abweichen dürfte, so daß jene Schätzung als richtig angesehen werden kann — da $M_r$ sich mit y wenig ändert, kommt es nicht genau auf die Lage von O an —, und wir erhalten $P_{3_0} = 0{,}5$, $Y_{3_0} = -0{,}39$. Durch das große $P_d$ ist also erreicht, daß Achse 3 in der engsten Krümmung bei großem V sich ohne Führungsdruck anlegt. Die Anlauferscheinung tritt aber wie oben ausgeführt dennoch auf, tatsächlich dürfte daher $Y_{3_0}$

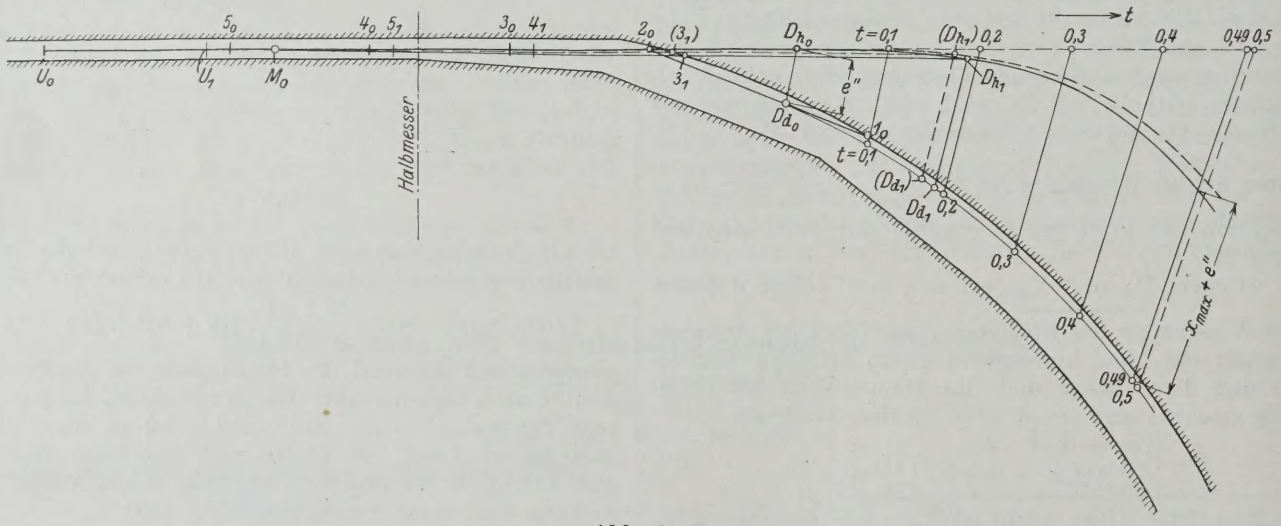



Abb. 31.

merklich groß werden; $Y_1$ und $Y_2$ sind bei dem großen $P_d$ ziemlich hoch angestiegen.

Dies Verhalten setzt voraus, daß der Zapfen D um $e'' + x = 70$ mm ausschlagen kann. Wir groß werden nun $P_d$, $Y_1$, $Y_2$ bei kleineren Zapfenspiel? Dann wird nach dem Zusammentreffen in D das Hauptgestell allein in $D_H$ mit der Zentripetalbeschleunigung b durch $P_d$ geführt; dieses ergibt sich aus Abb. 6 der Taf. 29 mit dem richtig geschätzten $x = y = 5{,}3$ und den zugehörigen $S_1 = 1{,}00$, $S_2 = 0{,}133$ zu $P_d = 2{,}75$. Dieser Kraft $P_d$ entspricht ein Ausschlag $e = \frac{2{,}75 - 1}{35} = 0{,}050$. Nach den obigen Ausführungen ist ein Ausschlag $e = 0{,}024$ erforderlich zur Vermeidung des Innenanlaufs von Achse 3 und legt sich Achse 2 außen an bei $e = 0{,}030$; das Zapfenspiel muß also mindestens gleich 0,030 sein. Macht man es

$> 0{,}05$, den der Kraft $P_d = 2{,}75$ entsprechenden Wert, so steigt beim Ausschwingen $P_d$ zunächst auf über 2,75 an, um dann bei Erschöpfung des Spiels zunächst den hohen Stoßwert anzunehmen und dann auf den endgültigen Wert 2,75 zu sinken, während bei einem Spiel $< 0{,}05$ der Stoß schwächer ausfällt, und $P_d$ auch vor dem Stoß nicht über 2,75 ansteigt. Der Zapfenrichtkraft $P_d = 2{,}75$ gehören zu: $P_{1_0} = 3{,}31$, $Y_{1_0} = 2{,}46$, $P_{2_0} = 2{,}75$ und $Y_{2_0} = 1{,}67$.

Solange das Hauptgestell unter dem Zug der sich spannenden Rückzugfeder bis zum Anlegen der Achse 3 nicht merklich einschwenkt — und das wird, wie das vorliegende Zahlenbeispiel mit sehr großer Rückstellkraft zeigt, fast immer der Fall sein —, kann man mit hinreichender Genauigkeit die Schwingbewegung des Hauptgestells durch eine geradeaus gerichtete ersetzen, würde dann im vorliegenden Beispiel beim Anlegen von Achse 3 nach Gl. 6a meiner Arbeit von 1928 einen Ausschlag $e = 0{,}0645$ und demgemäß $P_d = 3{,}26$ gegenüber 3,45 der genaueren Rechnung und demgemäß ein wenig zu kleine Werte von $Y_{1_0}$, $Y_{2_0}$ und einen ein wenig zu großen Wert von $Y_{3_0}$, aber alle noch einigermaßen genau, erhalten.

Für das Ende des Einfahrens erhalten wir unter der Voraussetzung, daß die Achsen 3 und 5 nicht anlaufen, mit $S = 1{,}96$: $P_d = 2{,}56$ bei $x = 4{,}72$, also $e = 0{,}0445$. Außenanlauf von Achse 3 würde nach Gl. 6a) meiner Arbeit von 1928 erfordern $e = 0{,}055$, 3 läuft also frei; Innenanlauf von Achse 5 würde nach Gl. 6b) der gleichen Arbeit erfordern $\sigma + e = 0{,}058$, $e = 0{,}028$, also auch Achse 5 läuft frei. $P_d$ ist von 3,45 bzw. 2,75 auf 2,56 gesunken; das Entsprechende gilt für $Y_1$ und $Y_2$, die auf 2,35 und 1,69 sinken, obwohl sich Achse 3 von der Außenschiene abgelöst hat, $P_3 = 0$ geworden ist.

Für $V = 0$, $T = 0$ würde man für den Augenblick des Anlegens von Achse 2 mit $P_d = 2{,}0$ und 1,8 kurz davor und danach erhalten: $P_{2_0} = 2{,}51$ bzw. 2,43, $Y_{2_0} = 1{,}47$ bzw. 1,40 und $P_1 = 2{,}91$ bzw. 2,74, $Y_1 = 1{,}84$ bzw. 1,70. Achse 3 läuft nicht an. Die Massenwirkung ist so gut wie ohne Einfluß auf die Führungsdrucke, mit denen sich Achsen 1 und 2 anlegen.

Die Lok. mit Tender, $T = 1{,}1$, verhält sich bei $e \geq 0{,}070$ bis zum Anlegen der Achse 3, abgesehen von einer kleinen Vergrößerung von x, wie eine ohne Tender. Achse 3 legt sich an mit $P_{3_0T} = 1{,}45$, $Y_{3_0T} = 0{,}44$. Für das Ende des Einfahrens erhalten wir mit $S = 1{,}96$ unter der Voraussetzung, daß Achse 3 und 5 frei laufen, $P_d = 3{,}21$ bei $x = 5{,}45$, von D aus gerechnet, also $e = 0{,}062$. Außenanlauf von Achse 3 erfordert $e = 0{,}064$, sie läuft also noch eben frei; Innenanlauf von Achse 5 erfordert $e = 0{,}051$, sie läuft also frei, wenn das Spiel 0,070 ist, aber innen an unter Verringerung von $P_d$, wenn das Spiel $< 0{,}051$ ist. Man erhält weiter $P_{2_T}' = 2{,}99$, $Y_{2_T}' = 1{,}8$, $P_{1_T}' = 3{,}59$, $Y_{1_T}' = 2{,}69$, also nur wenig niedriger als beim Anlegen von Achse 3, aber $P_3$ ist von 1,45 auf 0 gesunken! Bei $V = 0$ würde Achse 3 ebenfalls nicht anlaufen, $P_d = 2{,}28$ sein.

Das größte $Y_3$ tritt auf bei Einfahren in flachere Bögen von $R' = 550$ ohne Überhöhung mit $b = 0{,}5$ m/sec², $V = 60$.

$\alpha_m$ ist dann wie oben $= 15'$, es tritt also nur eine schwache Anlauferscheinung auf. Wir nehmen zunächst an, daß das Hauptgestell bis zum Anlegen von Achse 3 geradeaus läuft, dann ist in diesem Augenblick der Ausschlag $e = 0{,}023$, mithin $P_d = 1{,}81$, kleiner als zur Überwindung des statischen Schwenkwiderstandes erforderlich, jene Annahme ist also richtig. Da Achse 2 bereits außen anläuft, wenn Achse 3 die Anlaufberührung aufnimmt, gilt kurz vor diesem Augenblick die $\mathfrak{M}'$-Linie der Abb. 6 der Taf. 29, von diesem Augenblick an deren $\mathfrak{M}$-Linie. Mithin erhalten wir für den Augenblick des Anlegens von Achse 3 der Lok. ohne Tender aus Abb. 6 der Taf. 29 mit der $\mathfrak{M}'$-Linie: $x = 2{,}9$, $P_{3_0} = 4{,}0$, $Y_{3_0} = 2{,}73$, $P_1 = 2{,}75$, $P_3 = 2{,}43$, $Y_1 = 1{,}71$, $Y_3 = 1{,}40$.

Für das Ende des Einfahrens der Lokomotive ohne Tender ist unter der Voraussetzung, daß Achse 3 anläuft, e und $P_d$ noch unbekannt. Wir schätzen $x_3$ zu 2,3 m (von Achse 3 damit aus) und erhalten dafür $e = 0{,}022$, $P_d' = 1{,}77$ und nach dem Minimumverfahren mit $S = 1{,}96$ nach dem Linienzuge JKLB'N der Abb. 6 der Taf. 29: $P_3' = 2{,}05$ bei $x = 2{,}3$, das also richtig geschätzt ist, weiter $Y_3' = 1{,}00$, also erheblich kleiner als zu Beginn des Einfahrens.

Für den Augenblick des Anlegens von Achse 3 der Lokomotive mit Tender, $T = 1{,}1$, erhalten wir mit $P_d = 1{,}81$, dem richtig geschätzten $x = 3{,}7$, $S_1 = 2{,}04$, $S_2 = 0{,}044$ aus Abb. 6 der Taf. 29 mit dem strichpunktierten Linienzug $UOPQSB_{0_T}T$: $P_{3_{0T}} = 4{,}3$, mithin $\frac{\Delta Q}{Q} = 0{,}333$ und $Y_{3_{0T}\max} = 3{,}0$, nur wenig größer als für $T = 0$. Trotz starker Rückstellvorrichtung wird also der Höchstwert von $Y_3$ ziemlich groß und ist die Verteilung des gesamten Führungsdruckes auf die Achsen 1, 2 und 3 nicht günstig.

Für das Ende des Einfahrens mit $T = 1{,}1$ schätzen wir $x = 3{,}0$, erhalten dafür $e = 0{,}026$ und $P_d = 1{,}91$ und nach dem Minimumverfahren $P_{3_T}' = 2{,}75$ bei $x = 3{,}0$, weiter $Y_{3_{0T}}' = 1{,}62$, also ebenfalls erheblich kleiner als zu Beginn des Einfahrens.

Die wichtigsten Zahlenwerte dieser Rechnung sind in Tabelle 2, Seite 524 zusammengestellt; x ist von D aus gemessen, * bedeutet Auftreten einer Anlauferscheinung, + Abbruch des Schwingens durch Erschöpfung des Seitenspiels des Drehzapfens. $Y_{3_0\max}$ ist etwas kleiner als $Y_{2_0\max}$ der Anordnung II, aber hier bei III ist der Überhang, also $M_r$, größer, die Anlauferscheinung stärker.

Eine günstigere Verteilung des Führungsdruckes auf die drei Achsen 1, 2 und 3 kann man mit einer Rückstellvorrichtung, deren $P_d$ stärker als linear mit dem Ausschlag anwächst, erhalten. Bei einer Rückstellvorrichtung mit konstantem $P_d$ sollte dies möglichst nahe an $P_{d_m}'$, also in vorliegendem Beispiel an 1,9, liegen, damit $Y_{3_0\max}$ nicht zu groß wird; mit $P_d = 1{,}81 = 3750$ kg würden wir das gleiche $Y_{3_0\max}$ erhalten wie oben, aber nicht nur in flachen Bögen mit kleinem, sondern auch in engen mit größerem Anlaufwinkel und demgemäß stärkerer Anlauferscheinung!, und die erste Achse würde sich mit größerem Führungsdruck $Y_{1_{00}}$ anlegen!

**IV. 2 - C Lokomotive mit vorderem amerikanischem Drehgestell.**

Längenmaße nach Abb. 8 der Taf. 29. Der Drehzapfen D liegt mitten zwischen den beiden Laufachsen und ist seitenverschieblich gegen eine Rückstellkraft. Achse 4, die zweite Kuppelachse, hat so weit geschwächte Spurkränze, daß sie nicht zum Anlauf kommt. Der Kuppelachsdruck beträgt $Q = 2.8{,}7$ t, der Laufachsdruck $Q_1 = 2.6{,}96$ t, $Q_1/Q = 0{,}8$, $\Sigma Q = 80{,}04$ t. Die Lokomotive ist der Achsanordnung entsprechend als Schnellzuglokomotive gedacht mit $V_{max} = 120$, Triebraddurchmesser $= 2$, Laufraddurchmesser $= 1$, $h = 2$, $t = 0{,}075$. Demgemäß ist ihre Länge mit 11,5 m größer als die der bisher besprochenen Anordnungen.

Als Rückstellvorrichtung diene zunächst ein mit der Vorspannkraft $S_0$ eingesetztes Federaggregat, so daß die Rückstellkraft wieder den Ausdruck hat: $P_d = S_0 + w \cdot p$. Für die Bemessung dieser Kraft gilt sinngemäß das oben unter III. Gesagte. Damit Achse 1 sich sanft anlegt, sei $S_0$ zu $0{,}8\,f \cdot Q = 1740$ kg gewählt. Nun sei $P_{1_{00}}$ unter Vernachlässigung der kleinen Sondermassenwirkung des Drehgestells ermittelt. Mit

$P_d = S_0 = 0{,}8$ erhalten wir nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8 der Taf. 29 mit dem Linienzuge $DabB_{d_{00}}c$ $P_{100} = 2{,}61 . fQ = 5680$ kg mit $x_d = 2{,}45$; — für $S_0 = o$ würden wir erhalten $P_{100} = 2{,}18$; etwa $^1/_5$ entfällt also auf den Einfluß von $S_0$ —. Weiter ergibt sich $\frac{\Delta Q_1}{Q_1} = 0{,}130$, $Y_{100} = 1{,}74$ bei $\alpha_{10m} = 47'$ und mit $M_r = \sim 0$, also nur äußerst schwacher Anlauferscheinung; auch hier ist natürlich $Y_{100}$ fast unabhängig von V, R und T.

Nun sei p festgelegt nach den gleichen Gesichtspunkten wie bei III. Nach dem Minimumverfahren erhalten wir aus Abb. 8 der Taf. 29 als Zapfenrichtkraft $P_d'$ zum Überwinden des statischen Schwenkwiderstandes des Hauptgestells $P_d' = 1{,}85$ bei $x = 6{,}5$, von D aus gerechnet, und $x_d = 2{,}1$. Mit diesem x findet man aus der verzerrten Roy schen Darstellung des Einlaufs der Abb. 9 der Taf. 29 den erforderlichen Drehzapfenausschlag $e' \geqq 0{,}054$ beim Innenstreifen der Achse 3; dabei überschneidet das Innenrad der Achse 4 die Innenkante der Innenschiene um 0,018; wir machen den Ausschlag e' der Sicherheit halber $= 0{,}058$, — kommen dann mit einer Spurkranzschwächung der vierten Achse von 15 mm aus —, erhalten somit $p = \frac{P_d' - S_0}{e'} = \frac{1{,}85 - 0{,}8}{0{,}058} = 18{,}1$, das wir zu $18 = 39{,}2$ kg/mm festsetzen. p wird hier also viel kleiner, e' viel größer als bei III., hauptsächlich infolge der größeren Längenabmessungen; es ist mithin ein größeres $Y_{3_0}$ zu erwarten.

Wie schwenkt das Hauptgestell in den Bogen ein? Zunächst bei $V = 35$, $R = 190$, Einfahrt in die Weiche 1:9, $T = 0$. Von Reibungsmitnahme sei wieder abgesehen. Sobald $e' = 0{,}058$, $P_d' = 1{,}85$ geworden ist, beginnt das Hauptgestell allmählich schwingend einzuschwenken. Da hier p erheblich kleiner ist und in diesem Augenblick nach Abb. 9 und 7 der Taf. 29 Achse 3 in seiner Zulaufrichtung bis zum Anstoßen an die Außenschiene einen sehr viel kleineren Weg zurückzulegen hat als bei III., so kann man mit hinreichender Genauigkeit die Schwingbewegung durch eine geradeaus gerichtete ersetzen, erhält dann für den Augenblick des Anlegens von Achse 3 nach Gl. 10a) meiner Arbeit von 1928

$$e = \frac{2x \,.\, d + x_d \,.\, d_d - d^2 - \left(\frac{d_d}{2}\right)^2}{2R}$$

mit $x = z_m + d = 2{,}58 + 3{,}3 = 5{,}88$ und $x_d$ geschätzt zu 2,0, $e = 0{,}0818$, mithin $P_d = 2{,}27$. Nach dem Minimumverfahren erhalten wir aus Abb. 8 der Tafel 29 mit dem Linienzug $DdeB_{d_0} M_{d_0}f$: $x_d = 2{,}0$ — es war also richtig geschätzt —, und $P_{1_0} = 3{,}33$, weiter mit dem richtig geschätzten $x - d = x_3 = y_3 = 4{,}00$ und den zugehörigen $S_1 = 1{,}82$, $S_2 = 0{,}085$ aus Abb. 8 der Taf. 29 mit dem Linienzuge $DfEFGB_0H$:

$P_{3_0} = 2{,}19 = 4750$ kg. Mithin ergibt sich $Y_{1_0} = 2{,}35$ und $Y_{3_0} = 1{,}08$, das noch durch eine kräftige Anlauferscheinung entsprechend dem großen $M_r$ bei dem großen Überhang merklich vergrößert wird; das Hauptgestell legt sich also auch in der engsten Krümmung bei größtem V infolge des kleinen p noch mit merklichem Führungsdruck $Y_{3_0}$ an.

Für das Ende des Einfahrens der Lokomotive ohne Tender erhalten wir mit $S = 1{,}875$, unter der Voraussetzung, daß 3 an-, 5 nicht anläuft, mit dem richtig geschätzten $y_3 = x_3 = x - d = 2{,}7$, $e = 0{,}084$, $P_d' = 2{,}31$ nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8 der Taf. 29 mit dem Linienzuge $DIKB'LM'$ $P_3' = 0{,}703$, mithin $Y_3' = -0{,}162$, Achse 3 liegt also nur noch mit negativem Führungsdruck an, der nicht mehr durch eine Anlauferscheinung erhöht wird. $Y_1$ steigt entsprechend dem kleinen Anwachsen von $P_d$ von 2,27 auf 2,31 ebenfalls ganz wenig an. Die Voraussetzung, daß Achse 5 freiläuft, ist nach Gl. 10b) meiner Arbeit von 1928 erfüllt. Vorausgesetzt ist, daß das seitliche Zapfenspiel $\geqq 0{,}084$ ist.

Bei $V = 0$ erhält man: $P_d = P_d' = 1{,}85$, $x_3 = x - d = 2{,}2$, Achse 3 läuft nicht an, weil dazu $e = 0{,}093$ sein müßte, während es nur 0,058 bei $P_d = 1{,}85$ ist. Dem $P_d = 1{,}85$ gehört zu $P_1 = 3{,}14$ bei $x_d = 2{,}15$; der Einfluß der Massenwirkung ist also erheblich, er äußert sich allein durch Anlauf von Achse 3.

Tabelle 2.

| | | | $P_1$ | $Y_1$ | $P_2$ | $Y_2$ | $P_3$ | $Y_3$ | $P_d$ | $\frac{(z_m + c)}{(z_m + c + 1{,}5)}$ x | $e^{mm}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Anlegen von 1 | 2,31 | 1,47 | — | — | — | — | 1,0 | — | 0 |
| Weiche 1:9, R = 190 | T = 0, V = 35 | Anlegen von 2 | 2,94<br>2,89 | 1,86<br>1,82 | 2,53 | 1,49 | — | — | 2,05 | (4,08)<br>5,25 | 30 |
| | | Anlegen von 3 | 3,73<br>3,31 | 2,83<br>2,46 | 3,03<br>2,75 | 1,83<br>1,67 | 0,5<br>0 | — 0,39* | 3,45<br>2,75 | (5,58)<br>5,4<br>5,3 | 70<br>50 + |
| | | Beharrungszustand | 3,20 | 2,35 | 2,73 | 1,69 | 0 | — | 2,56 | 4,72 | 44,5 |
| | T = 0, V = 0 | Anlegen von 2 | 2,91<br>2,74 | 1,84<br>1,70 | 2,51<br>2,43 | 1,47<br>1,40 | 0 | — | 2,0<br>1,8 | (4,08)<br>5,25 | 28,5<br>22,9 |
| | T = T, V = 35 | Anlegen von 3 | 3,73 | 2,83 | 3,03 | 1,83 | 1,45 | 0,44* | 3,45 | (5,58)<br>5,5 | 70 |
| | | Beharrungszustand | 3,59 | 2,69 | 2,99 | 1,90 | 0 | — | 3,21 | 5,45 | 62 |
| R' = 550 | T = 0, V = 60 | Anlegen von 3 | 2,75 | 1,71 | 2,43 | 1,40 | 4,0 | 2,73* | 1,81 | (5,46)<br>5,9 | 23 |
| | | Beharrungszustand | 2,72 | 1,68 | 2,42 | 1,39 | 2,05 | 1,00 | 1,77 | 5,3 | 22 |
| | T = T, V = 60 | Anlegen von 3 | 2,75 | 1,71 | 2,43 | 1,40 | 4,3 | 3,0* | 1,81 | (5,46)<br>5,7 | 23 |
| | | Beharrungszustand | 2,81 | 1,74 | 2,47 | 1,44 | 2,75 | 1,62 | 1,91 | 6,0 | 26 |

Die Lokomotive mit Tender, T = 1,05, verhält sich bis zum Anlegen von Achse 3 fast genau wie eine ohne Tender. Achse 3 legt sich an mit $P_{3_T} = 2{,}62$, also mit einer Richtkraft, die nicht viel größer ist als die der Lokomotive ohne Tender.

Für das Ende des Einfahrens würden wir unter der Voraussetzung, daß 3 an-, 5 freiläuft, und daß das seitliche Drehzapfenspiel nicht erschöpft ist, erhalten: $x_3 = x - d = 3{,}9$, $e = 0{,}1045$, $P_d = 2{,}62$, $P_{3_T}' = 0{,}81$; die Voraussetzung, daß 5 freiläuft, trifft jedoch nach Gl. 10b) meiner Arbeit von 1928 nicht zu, denn dazu wäre nach dieser Gleichung ein e von 114 mm erforderlich, während die Stellvorrichtung nur ein solches von 104,5 mm ergibt. Achse 5 läuft also innen an und erzwingt nach Gl. 10a) und 10b) der Arbeit von 1928 ein $x_3$ von $6{,}84 - 3{,}30 = 3{,}54$; dem gehört zu $e = 0{,}099$ und $P_d = 2{,}58$ und weiter nach dem Minimumverfahren $P_{1_T}' = 3{,}45$, $P_{3_T}' = 0{,}90$, $P_{5_T}' = 0{,}555$, mithin $Y_{1_T}' = 2{,}46$, $Y_{3_T}' = 0$, $Y_{5_T}' = -0{,}18$. Der Innenanlauf von 5 drückt nach dem mit Anlauferscheinung erfolgenden Anlaufbeginn $Y_1$ ein wenig herab. Würde man das Drehzapfenspiel kleiner als 0,099 halten, würde Achse 3 frei laufen und $P_d$, somit $Y_1$ etwas größer werden; ein Spiel von 0,085 z. B. würde nach Gl. 10b) der Arbeit von 1928 ein $x_3$ von $6{,}5 - 3{,}3 = 3{,}2$ erzwingen und nach dem Minimumverfahren ein $P_{5_T}' = 0{,}51$ und ein $P_d = 3{,}1$ ergeben, mithin $P_{1_T}' = 3{,}7$, $x_d = 1{,}68$ und $Y_{1_T}' = 2{,}7$.

Bei V = 0 würde man erhalten $P_d = 2{,}16$ bei $x_3 = 7{,}5 - 3{,}3 = \overline{4{,}1}$, Achse 3 würde nicht anlaufen, dem $P_d = 2{,}16$ würde zugehören $P_1 = 3{,}18$, $Y_1 = 2{,}28$.

Der größte Krümmungshalbmesser, der mit einer Zentripetalbeschleunigung von $b = 0{,}5$ m/sec² bei $V_{max} = 120$ befahren wird, ist $R' = \frac{120^2}{3{,}62 \,.\, 0{,}5} = 2220$. Fährt die Lokomotive ohne Tender in einen solchen sich tangential an die Gerade anschließenden Bogen ohne Überhöhung der äußeren Schiene von der Gleismittelstellung aus ein, so ergibt sich für den Augenblick des Anlegens von Achse 3: $z_m = \sqrt{\sigma_0 R'} = 4{,}94$, $\alpha_m = \frac{z_m}{R'} = 8'$, also außerordentlich klein! $z_m + d = 8{,}24$, $e = 0{,}0106$, $P_d = 0{,}99$ und nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8 der Taf. 29 mit dem Linienzuge DghB$_d$M$_d$i: $x_d = 2{,}3$, $P_{1_0} = 2{,}71$, weiter mit dem richtig geschätzten $x_3 = 4{,}36$ und den zugehörigen $S_1 = 1{,}80$, $S_2 = 0{,}054$, $P_{3_0} = 4{,}37 = 9500$ kg und $Y_{3_0} = 2{,}91$, groß infolge des kleinen $P_d$, wobei aber zu bedenken ist, daß der Anlaufwinkel $\alpha_m$ außerordentlich klein ist, die Anlauferscheinung also trotz des großen $M_r$ nicht stark auftreten dürfte.

Für das Ende des Einfahrens der Lokomotive ohne Tender mit S = 1,875 schätzen wir $x_3 = 3{,}8$ und erhalten damit $e = 0{,}0089$, $P_d = 0{,}96$ und nach dem Minimumverfahren aus Abb. 8 der Taf. 29 $P_1' = 2{,}68$, $x_d = 2{,}35$, $P_3' = 3{,}42$, $x_3 = 3{,}8$, weiter $Y_3' = 2{,}12$, ziemlich viel kleiner als zu Beginn des Einfahrens, infolge des großen Überhanges der Lokomotive. Vorausgesetzt ist dabei Freilauf von Achse 5, der tatsächlich vorliegt.

Für den Augenblick des Anlegens von Achse 3 der Lokomotive mit Tender, T = 1,05, $P_d = 0{,}99$, wie oben, schätzen wir $y_3 = x_3 = 4{,}9$ und erhalten mit den zugehörigen $S_1 = 1{,}78$, $S_2 = 0{,}022$ aus Abb. 8 der Taf. 29 mit dem strichpunktierten Linienzuge DiNOQSB$_{0_T}$M$_{0_T}$WP$_{3_{0T}}$ = 4,6 = = 10000 kg, $Y_{3_{0T}\,max} = 3{,}1$, etwas erhöht durch eine schwache Anlauferscheinung, nicht wesentlich höher als bei der Lokomotive ohne Tender.

Für das Ende des Einfahrens der Lokomotive mit Tender mit S = 1,875 schätzen wir $x_3 = y_3 = 4{,}5$ und erhalten damit $e = 0{,}096$, $P_d = 0{,}98$, nach dem Minimumverfahren $P_{1_T}' = 2{,}70$, $x_d = 2{,}32$, $P_{3_T}' = 3{,}84$, $x_3 = 4{,}5$ und schließlich $Y_{3_T}' = 2{,}47$, ebenfalls merklich geringer als zu Beginn des Einfahrens.

Die wichtigsten Zahlenwerte sind wieder in Tabelle 3 zusammengestellt. Die Höchstanlaufwerte von $Y_3$ sind zwar etwas größer als bei III., treten aber bei viel größerem R', also viel kleinerer Anlauferscheinung, auf.

Mit dieser Federrückstellvorrichtung erhält man also infolge der Abhängigkeit der Rückstellkraft von R in flachen Bögen ein ungünstiges Verhältnis der Führungsdrücke, mit denen die erste Laufachse und die erste Kuppelachse die Führung übernehmen. Bei den vorliegenden Lokomotivabmessungen ließe es sich außer durch Verkleinerung des Zapfenspiels durch Änderung der Art, in der die Spurerweiterung in der schärfsten Weiche von $\sigma_0$ auf $\sigma_{max}$ zunimmt, s. Abb. 9 der Taf. 29, verbessern; diese müßte so sein, daß das Fahrzeug bei V = 0 mit kleinerem Zapfelspiel ohne Innenanstreifen der

Tabelle 3.

| | | | $P_1$ | $Y_1$ | $P_3$ | $Y_3$ | $P_5$ | $Y_5$ | $P_d$ | $(z_m + 3{,}3)$ x | $e^{mm}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Weiche 1 : 9, R = 190 | T = 0, V = 35 | Anlegen von 1 | 2,61 | 1,74 | 0 | — | 0 | — | 0,8 | — | 0 |
| | | Anlegen von 3 | 3,33 | 2,35 | 2,19 | 1,08 * | 0 | — | 2,27 | (5,88) 7,33 | 82 |
| | | Beharrungszustand | 3,34 | 2,36 | 0,703 | —0,16 | 0 | — | 2,31 | 6,0 | 84 |
| | T = 0, V = 0 | Einfahren | 3,14 | 2,24 | 0 | — | 0 | — | 1,85 | 5,5 | 58 |
| | T = T, V = 35 | Anlegen von 3 | 3,33 | 2,35 | 2,62 | 1,42 * | 0 | — | 2,27 | — | 82 |
| | | Beharrungszustand | 3,45 | 2,46 | 0,90 | 0 | 0,56 | — 0,18 * | 2,58 | 6,84 | 99 |
| | V = 0 | Einfahren | 3,18 | 2,28 | 0 | — | 0 | — | 2,16 | 7,5 | 75 |
| R' = 2220 | T = 0, V = 120 | Anlegen von 3 | 2,71 | 1,83 | 4,37 | 2,91 * | 0 | — | 0,99 | (8,24) 7,66 | 11 |
| | | Beharrungszustand | 2,68 | 1,80 | 3,42 | 2,12 | 0 | — | 0,96 | 7,1 | 9 |
| | T = T, V = 120 | Anlegen von 3 | 2,71 | 1,83 | 4,60 | 3,1 * | 0 | — | 0,99 | (8,24) 8,2 | 11 |
| | | Beharrungszustand | 2,70 | 1,82 | 3,84 | 2,47 | 0 | — | 0,98 | 7,8 | 10 |

Achse 3 einfährt, also ohne die Ecken und etwas reichlicher. Diesen Mangel der Abhängigkeit des $P_d$ von R hat, wie gesagt, die Rückstellvorrichtung mit konstantem $P_d$ nicht; die Führungsdruck-Entlastung der ersten Kuppelachse beim Anlegen kann aber hier nur durch entsprechende Belastung der führenden Laufachse beim Anlegen erkauft werden und die Kuppelachse legt sich unter Voraussetzunggleichen $b = \frac{V^2}{R}$ bei jedem Anlaufwinkel $\alpha$ mit gleichem $Y_{3_0}$ an, während bei der Federrückstellvorrichtung $Y_{3_0}$ mit zunehmendem $\alpha$ abnimmt, $Y_{3_0 max}$ bei $\alpha_{min}$ auftritt! Wir wollen noch kurz die Lokomotive mit konstantem $P_d = 1{,}8 = 3920$ kg betrachten. Da $1{,}8 < P' = 1{,}85$ ist, streift Achse 3 niemals innen an, was hier übrigens, wie oben gesagt, nicht unbedingt vermieden werden muß, weshalb hier die Größe und Art der Spurerweiterung in der Weiche nicht die gleiche Bedeutung wie bei der Federrückstellvorrichtung hat. Diesem $P_d = 1{,}8$ gehört zu nach Abb. 8 der Taf. 29: $x_d = 2{,}2$, $P_{1_{00}} = 3{,}18$, also $Y_{1_{00}} = 2{,}26$, zwar etwas größer als oben, aber noch zulässig.

Wir wollen noch den Führungsdruck ermitteln, mit dem Achse 3 der Lokomotive ohne Tender bei $b = 0{,}5$ m/sec² sich an die Außenschiene anlegt, schätzen $x_3 = 4{,}18$ m und erhalten mit den zugehörigen $S_1 = 1{,}81$, $S_2 = 0{,}069$ aus Abb. 8 der Taf. 29 $x_3 = 4{,}18$ und $P_{3_0} = 2{,}94$, damit $Y_{3_0} = 1{,}71$, merklich kleiner als $Y_3$ bei der Federrückstellvorrichtung, aber bei jedem $\alpha$, auch bei $\alpha_{max}$, auftretend, also in scharfen Krümmungen erheblich vergrößert durch eine starke Anlauferscheinung. Das Verhältnis $\frac{Y_{1_{00}}}{Y_{3_0}}$ ist immerhin günstiger als bei der Federrückstellvorrichtung. Diese erscheint hier somit nicht mehr als fraglos überlegen.

### V. 2 - C Lokomotive mit vorderem Lotter-Drehgestell.

Radstände, Raddurchmesser und Raddrücke sowie $V_{max}$ wie bei IV, Längenmaße nach Abb. 10 der Taf. 29.

$D_1$ liege wieder mitten zwischen den Laufachsen, $D_2$ sei seitenverschieblich gegen eine Federrückstellkraft.

$c = 1{,}50$, $d_2 = 3{,}3$. Die Spurkränze der Achse 4 seien so weit geschwächt, daß sie nicht außen anläuft. Damit sich Achse 1 sanft anlegt, sei hier, wie bei IV., $S_0 = 0{,}8$ gewählt. Diesem $S_0$ entspricht, wenn wir wieder die Sondermassenkraft des Drehgestells vernachlässigen, $P_{d_{1_0}} = \frac{1{,}5}{3{,}3} \cdot 0{,}8 = 0{,}36$, also nach dem Minimumverfahren der Abb. 10 der Taf. 29 $P_{1_{00}} = 2{,}38$ als Richtkraft, mit der Achse 1 sich außen anlegt, bei $x_d = 2{,}5$. Wir erhalten mithin nach Gl. 17a): $Y_{1_{00}} = 1{,}54$, wieder fast unabhängig von V, R und T.

Vor der Festlegung von p müssen wir das zulässige Seitenspiel $e_2'$ des Zapfens $D_2$ bestimmen. Da die Spurkränze der Achse 4 so weit geschwächt sein sollen, daß sie nicht außen anläuft, kommt erst Achse 5 für den Außenanlauf in Frage, ist also $d_n = d_5 = 1{,}5 + 2{,}25 + 2{,}25 = 6{,}0$, weiter R′ wie bei IV= 2220, $f = \sigma_0/2 = 0{,}0055$, $z_m = \sqrt{2\,R' \cdot \sigma_0/2} = 4{,}94$, mithin nach Gl. 14a): $e_2' \leq 0{,}0225$. Wir wählen $e_2' = 0{,}020$. Nun können wir p festlegen. Es muß so groß sein, daß das ihm zugehörige $P_d$ etwas größer als $P_d'$, der statische Schwenkwiderstand des Hauptgestells, ist. $P_d'$ erhalten wir wieder aus dem Minimumverfahren; in Abb. 10 der Taf. 29 sind die drei $\mathfrak{M}$-Linien des Hauptgestells eingetragen; die unterste, $\mathfrak{M}$, gilt für den Fall, daß Achse 3 schon anläuft, während das Hauptgestell noch gerade ausläuft, diese Achse also keinen Beitrag zu $\mathfrak{M}$ liefert, die mittlere, $\mathfrak{M}'$, für den Fall, daß 3 außen anläuft und das Hauptgestell geschwenkt wird, wobei die Achse den Beitrag $\frac{2\,s^2}{\sqrt{s^2 + x_v^2}} \cdot fQ$ zu $\mathfrak{M}$ liefert und die oberste, $\mathfrak{M}_0$, für den Fall, daß Achse 3 durch P″ nach außen gedrückt noch nicht außen anläuft, das Hauptgestell aber schon geschwenkt wird, wobei Achse 3 zu $\mathfrak{M}$ den größeren Beitrag $s\sqrt{(2fQ)^2 - P^{2\prime\prime}}$, der nur wenig kleiner als $2.fQ.s$ ist, liefert. Alle drei Fälle sind möglich. Das größte $P_d' = 1{,}3$ liefert die $\mathfrak{M}_0$-Linie; wir setzen deshalb fest, daß bei einem Ausschlag $e = 0{,}02\ P_d$ den Wert 1,5 annehmen soll und erhalten daraus $p = \frac{1{,}5 - 0{,}8}{0{,}02} = 35$, genau so groß wie bei III.

Nach Festlegung von $e_2'$ und p können wir das weitere Einfahren des Fahrzeugs in den Bogen verfolgen, zunächst das Einfahren in die Weiche 1:9 mit $R = 190$, $V = 35$, $T = 0$. Von Reibungsmitnahme des Hauptgestells durch das Drehgestell sei wieder abgesehen. Sobald beim Einfahren $e_2$ so groß geworden ist, daß $P_d$ den Wert $P_d'$ eben überschreitet, beginnt das Hauptgestell langsam schwingend einzuschwenken; da aber schon kurz darauf das Seitenspiel $e_2'$ des Zapfens $D_2$ erschöpft ist, kann man diese Schwingbewegung mit hinreichender Genauigkeit durch eine geradeaus gerichtete ersetzen, bis das Hauptgestell in $D_2$ nach Erschöpfung des Zapfenspiels vom Drehgestell zwangläufig mitgenommen wird. Bei $R = 190$ geschieht das, wie die weitere Rechnung ergeben wird, bevor Achse 3 sich angelegt hat. Deren Anlegen geschieht daher unter Massenrückdruck des Hauptgestells, dessen Zentripetalbeschleunigung im Punkte $D_2$ mit dem sehr großen Überhang $1{,}8 + 1{,}1 + 1{,}04 = 3{,}94$ im Augenblick des Anlegens der Achse 3 von angenähert $b \cdot \frac{c}{d_2} = 0{,}5 \cdot \frac{1{,}5}{3{,}3} = 0{,}228$ m/sec² auf $b = 0{,}5$ m/sec², also nur um $\Delta b = 0{,}272$ springt. Das Hauptgestell ist beim Anlegen bereits ein wenig eingeschwenkt, der Anlaufwinkel also ein wenig kleiner als 47′. Dem entspricht die an Achse 3 auftretende Anlauferscheinung. Für das richtig geschätzte $x = y = 5{,}8$, von $D_2$ aus gerechnet, erhalten wir $S_1 = 1{,}34$, $S_2 = 0{,}04$ und damit nach dem Minimumverfahren aus Abb. 10 der Taf. 29 mit der $\mathfrak{M}_0$-Linie, die ein wenig zu hoch liegt, $P_{d_2} \sim 2{,}8$, mithin $P_{3_0} = P_{d_2}\frac{d_3 - c}{d_2} + 2\frac{x_v}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} = 2{,}8 \cdot \frac{1{,}8}{3{,}3} + 1{,}97 = 3{,}50$, mit $x_v = 5{,}8 - 1{,}5 = 4{,}3$ und $Y_{3_0} = 2{,}22$. Im Augenblick des Anlegens sinkt der Beitrag der Achse 2 zu $\mathfrak{M}$ derart, daß dies auf $\mathfrak{M}'$ sinkt. Außerdem erhalten wir nach dem Minimumverfahren aus Abb. 10 der Taf. 29 mit $P_{d_1} = \frac{1{,}5}{3{,}3} \cdot 2{,}8 = 1{,}27$ die Richtkraft $P_{1_0} = 2{,}86$ bei $x_{d_1} = 2{,}3$ und demgemäß $Y_{1_0} = 1{,}93$. Dies $Y_{3_0}$ ist zwar etwas kleiner als das entsprechende der 2-C Anordnung IV bei $R' = 2220$, es tritt aber bei $R_{min} = 190$ auf, — während jenes bei $R' = 2220$ auftrat, — also mit einer sehr viel kräftigeren Anlauferscheinung!, die ja in den ermittelten Zahlenwerten nicht berücksichtigt ist. $Y_{1_0}$ ist nur wenig größer als $Y_{1_{00}}$; es dürfte sich empfehlen, $D_2$ etwas mehr nach vorne zu schieben, um die dritte Achse zu entlasten, sowohl statisch als auch dynamisch durch Verkleinerung von u.

Bei welchem Bogenhalbmesser R″ fallen nun Erschöpfung des Spiels $e_2$ und Außenanlegen von Achse 3, vom Geradeauszulauf aus, zusammen? Nach Gl. 14) mit dem angenommenen $f = 0{,}0175$ und $x_{d_1} = 2{,}3$ bei $R'' = 474$ m; bei größerem R legt sich also Achse 3 genau gerade auslaufend an, bevor das Seitenspiel von $D_2$ erschöpft ist, d. h. ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells und ohne Anlauferscheinung, aber es wird dann der dem Anlegen von 3 folgende Stoß bei Erschöpfung des Zapfenspiels heftiger. Für $R = 500$ z. B. erhält man nach

Gl. 14a) $e_2 = 0{,}0195$, also bei $b = 0{,}5\ m/sec^2$ und $V = 57$, $P_{d_2} = 1{,}484$ und $P_{3_0} = 1{,}484 \cdot \frac{1{,}8}{3{,}3} + 1{,}97 = 2{,}78$ und $Y_{3_0} = 1{,}60$, nicht erhöht durch eine Anlauferscheinung! Für das Ende des Einfahrens der Lokomotive ohne Tender in die Weiche 1:9 mit $V = 35$ erhalten wir mit $S = 1{,}875$ unter der Voraussetzung, daß Achse 5 innen anläuft, nach der sinngemäß auf Innenanlauf von Achse 5 angewandten Gl. 14a) mit dem geschätzten $x_d = 2{,}4$ den Abstand des Reibungsmittelpunktes M von $D_2$ $x = y = 4{,}75$ und weiter aus dem Minimumverfahren der Abb. 10 der Taf. 29 mit der $\mathfrak{M}'$-Linie und den beiden Linien NB'O und QPS die Zapfenrichtkraft $P_{d_2} = 2{,}22$ und die Schienenrichtkraft $P_5' = 0{,}60$, mithin $P_3' = P_{d_2} \cdot \frac{d_2 - c}{d_2} + 2 \cdot \frac{x}{\sqrt{x_v^2 + s^2}} = 3{,}17$ und $Y_3' = 1{,}90$, weiter $P_{d_1} = P_{d_2} \cdot \frac{c}{d_2} = 1{,}01$, mithin aus dem Minimumverfahren $P_1' = 2{,}70$ bei $x_{d_1} = 2{,}38$ und $Y_1' = 1{,}78$.

Bei $V = 0$ erhält man: Für den Augenblick des Anlegens der Achse 3 aus der $\mathfrak{M}_0$-Linie, wie bereits oben ermittelt, $P_{d_2} = 1{,}3$ bei $x = 5{,}75$, also $P_3 = 2{,}69$ und $Y_3 = 1{,}53$ und $P_{d_1} = 0{,}59$, $P_1 = 2{,}53$ bei $x_{d_1} = 2{,}50$, $Y_1 = 1{,}65$. Im weiteren Verlauf des Einfahrens läuft auch hier Achse 5 innen an und zieht nach dem Anlaufbeginn $P_{d_2}$ und damit $Y_1$ und $Y_3$ etwas herab. Bei dieser Anordnung ist mithin der Einfluß der Massenwirkung nicht so groß wie bei den vorher besprochenen, wegen der Übersetzung durch die Deichsel.

Die Lokomotive mit Tender, $T = 1{,}05$, verhält sich bis zur Erschöpfung des Spieles $e_2'$ wie eine solche ohne Tender. Beim Einfahren in die Weiche 1:9, $R = 190$, mit $V = 35$ erhalten wir somit für den Augenblick des Anlegens von Achse 3 mit dem richtig geschätzten $x = y = 6{,}35$, von $D_2$ aus gerechnet, und den zugehörigen $S_1 = 1{,}36$, $S_2 = 0{,}02$ nach dem Minimumverfahren der Abb. 10 der Taf. 29 mit dem Linienzuge UEFGB$_{0T}$H . . . $P_{d_{2T}} = 3{,}02$, mithin $P_{3_{0T}} = 3{,}61$, $Y_{3_{0T}max} = 2{,}30$, weiter $P_{d_1} = 1{,}37$, $P_{1_{0T}} = 2{,}90$ bei $x_{d_1} = 2{,}3$ nach Abb. 10 der Taf. 29 mit dem Linienzuge $D_1 a b B_{0_{dT}} M_{0_{dT}} c$, daraus $Y_{1_{0T}} = 1{,}97$.

Für den Beharrungszustand des Durchfahrens erhalten wir unter der Voraussetzung, daß Achse 5 innen anläuft, aus der sinngemäß angewandten Gl. 14a) nahezu das gleiche x, wie für den Beharrungszustand der Lokomotive ohne Tender; die äußerst kleine durch die ganz geringfügige Änderung von $x_d$ hervorgerufene Abweichung können wir vernachlässigen; wir rechnen also auch hier mit $x = 4{,}75$ und erhalten damit aus dem Minimumverfahren der Abb. 10 der Taf. 29 mit den Linien NB'O und KIL die Zapfenrichtkraft $P_{d_2} = 2{,}48$ und die Schienenrichtkraft $P_{5_T}' = 1{,}93$, mithin $P_{3_T}' = 3{,}31$ und $Y_{3_T}' = 2{,}01$, $Y_{5_T}' = 1{,}11$, weiter $P_{d_1} = 1{,}13$, mithin nach dem Minimumverfahren $P_{1_T}' = 2{,}77$ bei $x_{d_1} = 2{,}36$ und $Y_{1_T}' = 1{,}84$. Der Einfluß des Tenders ist also nicht groß.

Die wichtigsten Zahlenwerte sind in Tabelle 4 zusammengestellt. x ist von $D_2$ aus gerechnet. + bedeutet Erschöpfung des Zapfenspiels in $D_2$. Der Innenanlauf von Achse 5 zieht x stark herab, ermäßigt im weiteren Verlauf des Anlaufens $Y_1$ und $Y_3$ nur wenig. Durch Verschieben von $D_2$ ließe sich ein günstigeres Verhältnis zwischen $Y_{1_{00}}$ und $Y_{3_0}$ erreichen.

Tabelle 4.

| | | | $P_1$ | $Y_1$ | $P_3$ | $Y_3$ | $P_5$ | $Y_5$ | $P_{d_1}$ | $P_{d_2}$ | $(z_m + c)$ / x | $e_2$ mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Anlegen von 1 | 2,38 | 1,54 | 0 | — | 0 | — | 0,36 | — | — | 0 |
| | R = 190, V = 35 | Anlegen von 3 | 2,86 | 1,93 | 3,50 | 2,22* | 0 | — | 1,27 | 2,8 | (4,08) 5,8 | 20 + |
| T = 0 | R = 500, V = 57 | Anlegen von 3 | — | — | 2,78 | 1,60 | 0 | — | — | 1,48 | — | 19,5 |
| T = 0 | R = 190, V = 35 | Beharrungszustand | 2,70 | 1,78 | 3,17 | 1,90 | 0,60 | — | 1,01 | 2,22 | 4,75 | 20 + |
| T = 0 | R = 190, V = 0 | Anlegen von 3 | 2,53 | 1,65 | 2,69 | 1,53 | 0 | — | 0,59 | 1,3 | (4,08) 5,75 | 14,3 |
| T = T | R = 190, V = 35 | Anlegen von 3 | 2,90 | 1,97 | 3,61 | 2,30* | 0 | — | 1,37 | 3,02 | (4,08) 6,35 | 20 + |
| T = T | R = 190, V = 35 | Beharrungszustand | 2,77 | 1,84 | 3,31 | 2,01 | 1,93 | 0,90* | 1,13 | 2,48 | 4,75 | 20 + |

Wie weit die Spurkränze der Achse 4 geschwächt werden müssen, damit diese nicht anläuft, kann wieder durch verzerrte Roysche Darstellung des Einfahrens der Lokomotive in die engste Krümmung mit $V = 0$ ermittelt werden.

# Persönliches.

## Dipl.-Ing. Dr. Ing. Karl Schlöß †.

In die Reihe der älteren Techniker, die durch Jahrzehnte dem Technischen Ausschuß als Vertreter ihrer Verwaltungen angehörten und als solche immer tätig und richtunggebend Ersprießliches für den V. D. E. V. und seine Einrichtungen leisteten, hat der Tod am 3. September l. J. eine Lücke gerissen, an welchem Tage der ehemalige Maschinendirektor der österreichischen Südbahn, Dipl.-Ing. Dr. Karl Schlöß durch einen Schlaganfall aus dem Leben schied.

Im Jahre 1857 zu Wien geboren, besuchte Dr. Schlöß bis zum Jahre 1875 die Mittelschule, und widmete sich dann dem Studium des Maschinenbaues an der Wiener Technischen Hochschule, welche er als Schüler des als Lehrer und Konstrukteur berühmten Radinger 1879 verließ, um in die Dienste der damaligen k. k. priv. Südbahn zu treten. Schlöß war einer von den Wenigen in Österreich, die nach den Pflichtstudien die strengen Prüfungen ablegten, er erhielt 1881 den Titel eines diplomierten Ingenieurs.

Bei der Südbahn war er anfangs im Konstruktionsbüro unter Louis Adolf Gölsdorf, später in der Werkstätte Wien und im Zugförderungsdienste tätig, und rückte bis zum Jahre 1899 zum Oberinspektor vor. Im Jahre 1905 wurde er zur Maschinendirektion einberufen und Vorstand des Zugförderungswesens, im April 1908 erfolgte seine Ernennung zum Maschinen-

direktor-Stellvertreter, im Oktober 1913 wurde er nach dem Abgange Prossys Maschinendirektor. Als solcher leitete er unter den schwierigsten Verhältnissen während der Kriegszeiten den Zugförderungs- und Werkstättendienst der österreichischen Südbahn. Im Jahre 1919 trat er nach 38jähriger Dienstzeit in den Ruhestand.

An den Arbeiten des Technischen Ausschusses nahm er seit 1898 teil. An einer der größten Aufgaben dieses Ausschusses, der Verstärkung der Zugvorrichtung und des Zughakens vom Jahre 1914, die auf Anregung der österreichischen Südbahn vorgenommen wurde, arbeitete er intensiv mit und man hatte dabei Gelegenheit, sein technisches Können, seinen Scharfsinn und sein geistvolles Arbeiten zu bewundern. Er vertrat auch die Südbahn des öfteren bei der „Technischen Einheit" in Bern und gehörte auch noch im Ruhestande dem österreichischen Bremsausschuß an. Immer auf seinem engeren Fachgebiete praktisch und theoretisch tätig, erwarb er im Jahre 1903 die Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften mit einer Arbeit „über das Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen im Gleise in mechanischer und geometrischer Beziehung". Seine anderen wissenschaftlichen Arbeiten erschienen meist in der „Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins", im „Organ" erschien 1912 von ihm eine umfangreiche Arbeit „über den Lauf steifachsiger Fahrzeuge in Bahnkrümmungen".

Als Maschinendirektor der Südbahn schuf er die erste 2-D-Schnellzuglokomotive Österreichs, Reihe 570, zur Beförderung schwerer Schnellzüge über die schwierige Karststrecke Laibach—Triest. Die erste dieser Lokomotiven wurde 1915 geliefert und mit Rücksicht auf die Kriegsverhältnisse leider nur in einem Exemplar nachgeschafft. Diese Maschinen werden noch heute auf der Strecke Mürzzuschlag—Villach im Schnellzugdienst verwendet. Unverändert wurde diese Bauart in mehreren Exemplaren von der Kaschau-Oderbergerbahn bestellt und vom Jahre 1922 an mit Lenz-Ventilsteuerung versehen, von den Österreichischen Bundesbahnen als Reihe 113 in 40 Stücken nachgebaut. Die zweite Lokomotivtype, welche unter seiner Leitung entstand, war die E-Lokomotive Reihe 480, vom Jahre 1921, eine verstärkte Form der Reihe 80, bei welcher zur Vermeidung der übermäßig langen Kolbenstange die dritte Achse als Treibachse ausgeführt wurde.

Der Verstorbene war Inhaber in- und ausländischer Auszeichnungen und wurde im Jahre 1913 zum Ehrenmitglied des Ingenieur-Vereins der Italienischen Staatsbahnen ernannt. Als Vorgesetzter war er gerecht, hilfsbereit und entgegenkommend, seinen Kollegen ein aufrichtiger Freund.

Der Technische Ausschuß wird ihm stets ein ehrendes Andenken bewahren müssen: mit ihm ist ein fleißiger Mitarbeiter und eifriger Berater dieser Arbeitsgemeinschaft dahingegangen.

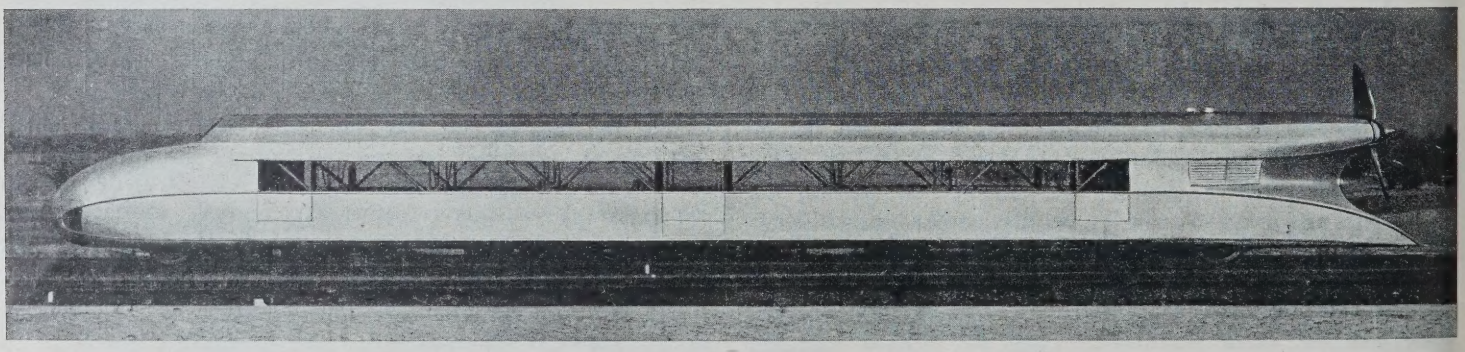
Ing. Turber-Wien.

# Berichte.

## Lokomotiven und Wagen.

### Versuche mit einem Propeller-Triebwagen.

Ein für das Verkehrswesen interessanter Versuch, der die Aufmerksamkeit der Verkehrstechniker und weiter anderer Kreise in hohem Maße auf sich lenkt, ist in den letzten Monaten auf der Reichsbahnstrecke Hannover—Celle vor sich gegangen. Es wurden dort am 23. September Schnellfahrversuche mit einem Propeller-Triebwagen gemacht, den die Flugbahngesellschaft Hannover nach Entwürfen von Dipl.-Ing. Franz Kruckenberg und Dipl.-Ing. Curt Stedefeld auf Grund umfangreicher Studien erbaut hatte. Die Studien reichen bis zum Jahre 1924 zurück, in welchem



Propeller-Triebwagen der Flugbahngesellschaft Hannover.

Jahr die Gesellschaft für Verkehrstechnik, aus der später die Flugbahn-Gesellschaft entstand, gegründet wurde. Die Arbeiten erfuhren eine wesentliche Förderung durch die Deutsche Reichsbahn, die nicht nur die Versuchsstrecke zur Verfügung stellte, sondern auch den Bau des Fahrzeugs in einer Werkstätte ihres Eisenbahnausbesserungswerks Leinhausen gestattete.

Das Fahrzeug ist in der Abbildung wiedergegeben; es stellt äußerlich einen glatten und stromlinienförmigen Körper dar, der sich so weit wie irgend möglich auf die Schienen duckt. Die Radwerke dringen daher tief in den Wagenkasten ein. Hinten befindet sich in dem Raum über dem Laufwerk der Hauptantriebsmotor, ein BMW VI-Flugzeugmotor von 500 PS, der die hinten sitzende Luftschraube antreibt. In dem Raum unter der Schraubenwelle ist die aus einem Ventilator und einem Kühler bestehende Motorkühlung untergebracht. Der Motor treibt auch die Hilfsmaschinen an, einen Luftkompressor, der die Druckluft liefert, und zwei Stromerzeuger, die die Akkumulatorenbatterie aufladen. Diese befindet sich in der wie bei einem Luftschiff gewölbten vorderen Spitze des Fahrzeugs. Außer der Beleuchtungs- und Lüftungsanlage liefert sie einem Elektromotor den Strom, der den Wagen antreibt, wenn dies bei stillstehendem Hauptantriebsmotor nötig ist. Dies kommt besonders beim Verschieben, gelegentlich beim Anfahren und aushilfsweise zum Befahren der Strecke in Frage. Der Elektromotor wirkt mittels Kardanwelle und ausrückbarem Kegelradtrieb auf die Vorderachse. Zwischen Laufwerken und Wagenkörper sind außer den Federn Gummipolster eingeschaltet. Die Achsen sind mit dem Wagenkörper so nachgiebig verbunden, daß bei schneller Fahrt auf grader Strecke und in großen Radien ein denkbar ruhiger Lauf erzielt wird und daß trotz des Achsstandes von fast 20 m nach einem vom Führerstand aus zu leistenden Handgriff auch kleinste Radien bis 140 m durchfahren werden können. Es sind zwei vollkommen voneinander getrennte Bremseinrichtungen vorhanden: eine an besonderen Bremskränzen angreifende Außenbackenbremse, die durch Druckluft betätigt wird, und eine an den Radreifen mittels gewöhnlicher Bremsklötze angreifende Handbremse, die als Notbremse dient. Der Nutzraum ist 16 m lang. Bei einer Einrichtung nach Art der Pulmanwagen faßt der Wagen (mit 1,05 m Länge für eine Person und zwei Personen im Quer-

schnitt) 24 Personen, bei Einteilung nach dem Omnibussystem 40 bis 50 Personen. Der Wagenkörper hat ein biege- und drehfestes Skelett, das ein statisch in sich geschlossenes, räumliches Fachwerk darstellt. In der Hauptsache ist Stahl verwendet, vornehmlich in Rohrform. Das Skelett ist karosseriemäßig umbaut. Neben Stahl sind dabei andere Baustoffe verwendet und zwar dem Gewicht nach geordnet Aluminium (normal und vergütet), Holz, Isoliermaterial für Fußboden- und Deckenverkleidung, Glas, Gummi, und Webstoffe. — Das Gewicht des Wagens beträgt mit Antriebseinrichtung 18,5 t, die Länge 26 m.

Am 15. August 1930 fanden die ersten Fahrversuche (Erprobung der elektrischen Fahreinrichtung und der Bremsen), am 23. September die ersten Schnellfahrversuche statt. Auf der vorläufig nur mit 8 km Länge zur Verfügung stehenden Strecke Hannover—Celle konnte der Wagen auf eine Geschwindigkeit von 182 km/Std. gebracht werden. Der noch ansteigende Verlauf der Anfahrkurve beim Beginn des Abbremsens ließ erkennen, daß auf geeigneten, längeren Fahrstrecken noch höhere Geschwindigkeiten erreicht werden können. Die Anfangsbeschleunigung betrug 0,63 m/sec² und ermöglicht, daß der Wagen nach 66 Sek. und nach Zurücklegung von 985 m eine Stundengeschwindigkeit von 100 km erreicht. Bei einer Geschwindigkeit von 150 km/Std. beträgt bei ruhiger Luft und waagerechter Strecke die Betriebsleistung 198 Propellerwelle-PS und der Brennstoffverbrauch 60 lt/100 km.

Wie schon oben erwähnt, wendet die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft den Versuchen ihre besondere Aufmerksamkeit zu. Sie sieht darin, nach einer Veröffentlichung der „Reichsbahn“ *), nicht nur einen neuen Weg zur Schaffung eines Verkehrsmittels für Geschwindigkeiten, die den derzeitigen Betriebsmitteln unerreichbar erscheinen, die aber doch angesichts des Wettbewerbs von Kraftwagen und Flugzeug als Ziel im Auge behalten werden müssen, sondern hält manche in der neuen Konstruktion enthaltenen Gedanken für befruchtend für den Bau der bisherigen Eisenbahnbetriebsmittel. Allerdings sind weitere Erprobungen notwendig, vor allem um die Eignung des Fahrzeugs auch auf kurvenreichen Strecken festzustellen. Auch die Frage der Einfügung eines mit so hohen „Übereisenbahngeschwindigkeiten“ verkehrenden Fahrzeugs in den normalen Eisenbahnbetrieb bedarf einer eingehenden Untersuchung, wie den dabei auftretenden Schwierigkeiten begegnet werden kann.

Der Propellerantrieb verdient aber jedenfalls wegen seiner baulichen Einfachheit und der geringen Anlagekosten volle Beachtung.

*) Heft 44 vom 29. Oktober 1930.

## Beitrag zur Widerstandsberechnung von Dampflokomotiven.

Von Ing. **J. Rihosek,** Sektionschef a. D., Wien.

Es ist bekannt, daß die Größe des Laufwiderstandes der Dampflokomotiven mit der Zahl der gekuppelten Triebachsen zunimmt. Sanzin und Strahl haben in ihren Formeln zur Berechnung des Bewegungswiderstandes der Dampflokomotiven Koeffizienten eingesetzt, die mit der Zahl der gekuppelten Achsen n Werte steigen und haben damit den praktischen Erfahrungen Rechnung getragen.

Es sei hier auf eine weitere Ausgestaltung des von Sanzin angegebenen Weges der Widerstandsberechnung hingewiesen, die in der Doktors-Dissertation des leider allzu früh dahingegangenen jungen Dr. techn., Ing. Paul Basch ausführlich bearbeitet ist und deren Schlußergebnisse zu gut brauchbaren Formeln der Widerstandsberechnung von Lokomotiven verschiedener Achsfolge

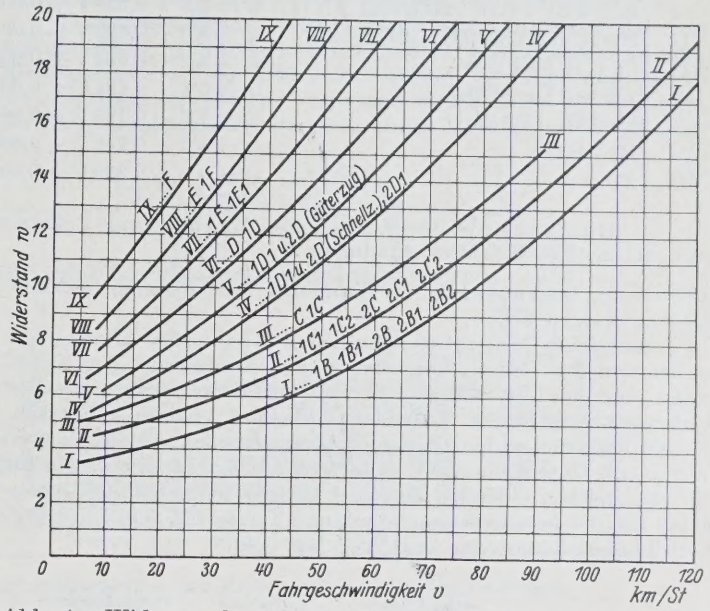



Abb. 1. Widerstandstafel für Lokomotiven mit Schlepptender.

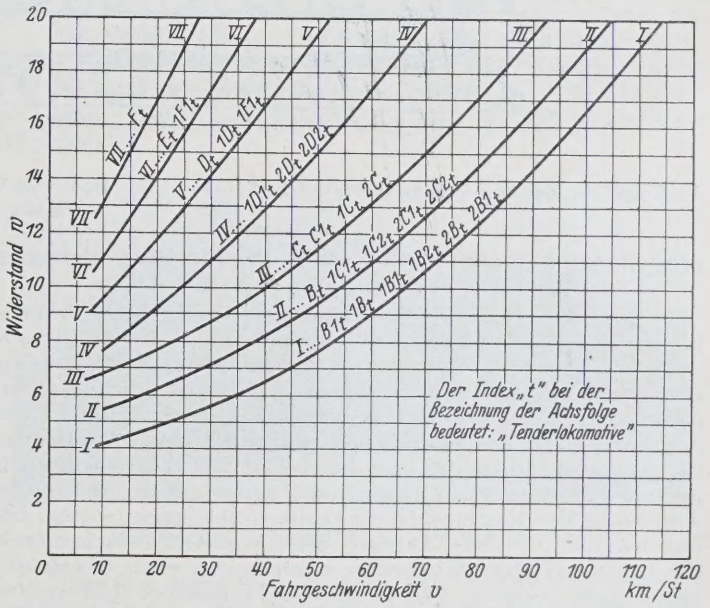



Abb. 2. Widerstandstafel für Tenderlokomotiven.

Widerstandsgleichungen und Zahlenwerte für Lokomotiven mit Schlepptender.

| Pos. | Gilt für folgende Achsfolgen | Widerstandsgleichungen | Widerstand w in kg/t für folgende Geschwindigkeiten V in km/Std. | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| I | 1 B 1 B1 2 B 2 B1 2 B2 . . . . | $w = 3{,}3 + 0{,}025\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 3,6 | 4,1 | 4,8 | 5,6 | 6,6 | 7,7 | 9,0 | 10,4 | 12,0 | 13,8 | 15,8 | 17,8 |
| II | 1 C1 1 C2 2 C 2 C1 2 C2 . . . . | $w = 4{,}2 + 0{,}031\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 4,6 | 5,1 | 5,9 | 6,7 | 7,8 | 8,9 | 10,3 | 11,8 | 13,5 | 15,3 | 17,3 | 19,4 |
| III | C 1 C . . . . . | $w = 4{,}9 + 0{,}041\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 5,4 | 6,0 | 6,9 | 7,8 | 9,0 | 10,2 | 11,7 | 13,3 | 15,1 | | | |
| IV | 1 D 1 und 2 D (Schnellz.), 2 D 1 | $w = 4{,}8 + 0{,}084\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 5,7 | 6,8 | 8,0 | 9,4 | 11,0 | 12,7 | 14,6 | 16,6 | 18,9 | 21,2 | 23,7 | 26,4 |
| V | 1 D 1 und 2 D (Güterz.) . . . . | $w = 5{,}0 + 0{,}110\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 6,2 | 7,5 | 9,0 | 10,7 | 12,5 | 14,5 | 16,6 | 18,9 | 21,4 | | | |
| VI | D 1 D . . . . . | $w = 5{,}7 + 0{,}132\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 7,1 | 8,7 | 10,4 | 12,3 | 14,3 | 16,5 | 18,9 | 21,4 | 24,1 | | | |
| VII | 1 E 1 E1 . . . . . | $w = 6{,}1 + 0{,}168\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 7,9 | 9,8 | 11,9 | 14,1 | 16,5 | 19,1 | 21,8 | 24,6 | 27,7 | | | |
| VIII | E 1 F . . . . . | $w = 6{,}7 + 0{,}208\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 8,9 | 11,2 | 13,7 | 16,3 | 19,1 | 22,1 | 25,2 | 28,5 | 31,9 | | | |
| IX | F . . . . . | $w = 7{,}6 + 0{,}250\,V + 0{,}0008\,V^2$ | 10,2 | 12,9 | 15,8 | 18,9 | 22,1 | 25,5 | 29,0 | | | | | |

Widerstandsgleichungen und Zahlenwerte für Tenderlokomotiven.

| Pos. | Gilt für folgende Achsfolgen (der Index „t" bedeutet Tenderlokomotiven) | Widerstandsgleichungen | Widerstand w in kg/t für folgende Geschwindigkeiten V in km/Std. | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| I | $B1_t$ $1B_t$ $1B1_t$ $1B2_t$ $2B_t$ $2B1_t$ | $w = 3{,}8 + 0{,}028\,V + 0{,}001\,V^2$ | 4,2 | 4,6 | 5,5 | 6,5 | 7,7 | 9,1 | 10,7 | 12,4 | 14,4 | 16,6 | 19,0 | 21,6 |
| II | $B_t$ $1C1_t$ $1C2_t$ $2C1_t$ $2C2_t$ . . . | $w = 5{,}0 + 0{,}039\,V + 0{,}001\,V^2$ | 5,5 | 6,2 | 7,1 | 8,2 | 9,5 | 10,9 | 12,6 | 14,5 | 16,6 | 18,9 | 21,4 | 24,1 |
| III | $C_t$ $C1_t$ $1C_t$ $2C_t$ . . . . . | $w = 6{,}2 + 0{,}056\,V + 0{,}001\,V^2$ | 6,9 | 7,7 | 8,8 | 10,0 | 11,5 | 13,2 | 15,0 | 17,1 | 19,3 | 21,8 | | |
| IV | $1D1_t$ $2D_t$ $2D2_t$ . . . . . | $w = 6{,}4 + 0{,}124\,V + 0{,}001\,V^2$ | 7,7 | 9,3 | 11,0 | 12,9 | 15,1 | 17,4 | 20,0 | 22,7 | 25,7 | 28,8 | | |
| V | $D_t$ $1D_t$ $1E1_t$ . . . . . | $w = 7{,}6 + 0{,}188\,V + 0{,}001\,V^2$ | 9,6 | 11,8 | 14,1 | 16,7 | 19,5 | 22,5 | 25,7 | 29,0 | | | | |
| VI | $E_t$ $1F1_t$ . . . . . | $w = 8{,}3 + 0{,}269\,V + 0{,}001\,V^2$ | 11,1 | 14,1 | 17,3 | 20,7 | 24,3 | 28,0 | 32,0 | | | | | |
| VII | $F_t$ . . . . . | $w = 9{,}6 + 0{,}350\,V + 0{,}001\,V^2$ | 13,2 | 17,0 | 21,0 | 25,2 | 29,6 | 34,2 | 39,0 | | | | | |

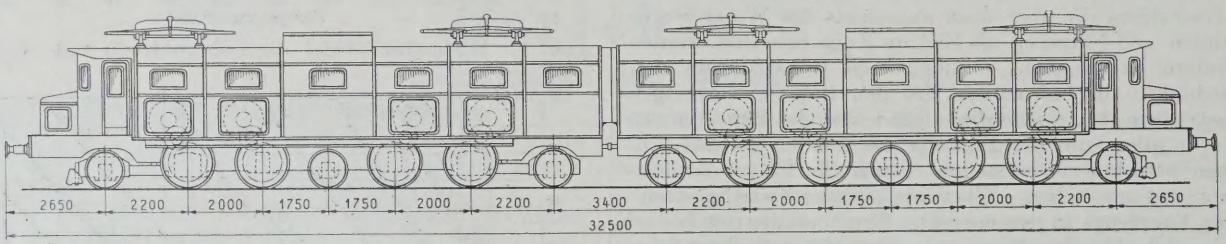
Bemerkung: Die Werte gelten für vollspurige Lokomotiven normaler Bauart (ohne Sondertriebwerke, Hohlachsen u. dergl.) und für mittlere Betriebsverhältnisse.

führten, die hier nunmehr, im Sinne des Verstorbenen, bekanntgegeben werden sollen.

In seiner Dissertation zergliedert Basch den Bewegungswiderstand der Dampflokomotive in den Laufwerks-, den Triebwerks- und den Luftwiderstand. Nach ausführlichen theoretischen Untersuchungen dieser Teilwiderstände und kritischen Betrachtungen über die in dem Fachschrifttum darüber veröffentlichten Werte und Untersuchungen, leitet schließlich Basch Formeln für den spezifischen Gesamtwiderstand verschiedener Lokomotivbauarten ab, die in den Schaubildern und Tafeln für Schlepptender- und Tenderlokomotiven wiedergegeben sind.

Hierzu sei besonders vermerkt, daß zur Berechnung des Gesamtwiderstandes der Lokomotive die angegebenen spezifischen Widerstände bei Schlepptender-Lokomotiven zu vervielfältigen sind mit dem Dienstgewicht der Lokomotive vermehrt um das Gewicht des Tenders bei halben Vorräten, dagegen bei Tenderlokomotiven mit ihrem Dienstgewicht bei vollen Vorräten.

Zum Nachweis der Brauchbarkeit seiner Formeln führt Basch in seiner Arbeit eine Reihe von Schaubildern und Tafeln an, in welchen neben anderweitig gefundenen verschiedenen Widerstandswerten die aus seinen Formeln errechneten Werte eingetragen sind.




Neuer Schnellzug-Lokomotivtyp $1B_o1B_o1 + 1B_o1B_o1$ von 7200 PS Einstundenleistung für die Gotthardstrecke der S. B. B. Maßstab 1:200.

## Schnellzuglokomotiven von 7200 PS Einstundenleistung für die Gotthardstrecke der S. B. B.

Die Schweizerischen Bundesbahnen haben für den Schnellzugbetrieb auf der Gotthardstrecke zwei schwere Doppellokomotiven vom Typ $1B_o1B_o1 + 1B_o1B_o1$ in Auftrag gegeben, deren allgemeiner Aufbau aus obenstehender Skizze ersichtlich ist. Von diesen beiden Lokomotiven, deren mechanischer Teil von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur geliefert wird, erhält die eine den bekannten Einzelachsantrieb System Brown Boveri, während die andere, deren elektrische Ausrüstung der Maschinenfabrik Oerlikon übertragen worden ist, mit dem als „Universal-Antrieb" bezeichneten Einzelachsantrieb der Lokomotivfabrik Winterthur versehen sein wird. Die Hauptdaten dieser zweiten, mit 16 Motoren versehenen Lokomotive (siehe Abb.) sind die folgenden:

| | | einstündig | einstündig | dauernd |
|---|---|---|---|---|
| Motorenleistung a. d. Welle: | PS | 7200 | 6560 | 6560 |
| | kW | 5300 | 4800 | 4800 |
| entspr. Geschwindigkeiten | km/h rd. | 62 | 50 | 66,5 |
| entspr. Zugkräfte | kg | 31400 | 35400 | 26600 |
| entspr. Belastungsnorm auf $27^0/_{00}$ | t | 600 | 750 | |

| | |
|---|---|
| Gesamtes Übersetzungsverhältnis etwa . . . . . | 1:3,5 |
| Höchstzugkraft . . . . . | 6400 kg |
| Höchstgeschwindigkeit . . . . . | 100 km²h |
| Treibraddurchmesser . . . . . | 1350 mm |
| Gewicht der elektr. Ausrüstung, einschl. Verdichter | 109,5 t |
| Gewicht des mechanischen Teils . . . . . | 123,3 „ |
| Dienstgewicht der Lokomotive . . . . . | 234 „ |
| Reibungsgewicht . . . . . rd. | 156 „ |
| Mittlerer Treibachsdruck . . . . . | 19,5 „ |
| Mittlerer Laufachsdruck . . . . . | 13 „ |

Die andere, in Gemeinschaft mit der A.-G. Brown Boveri zu liefernde Lokomotive hat laut einer in den „BBC-Mitteilungen" vom Januar 1930 erschienenen Typenskizze an jedem Ende 100 mm weniger Überhang und einen um 300 mm geringern Abstand der mittleren Laufachsen, was die Gesamtlänge über Puffer auf 32,0 m herabsetzt. Ferner erhält sie nur acht Motoren, deren Achsen jeweils direkt über den Triebachsen liegen. Die Zugkraft wird einstündig zu 26000 kg, dauernd zu 24800 kg bei 65km/h bzw. 66km/h angegeben, die Stundenleistung aller Motoren zu 6640 PS, das Dienstgewicht zu 230,2 t, wovon 108,5 t auf die elektrische Ausrüstung entfallen werden.

Als interessante Neuerung bei diesen Lokomotiven ist zu erwähnen, daß im Gegensatz zu den bisherigen Lokomotiven die Steuerung auf der Hochspannungsseite des Transformators vorgesehen ist und in Form von stromlos arbeitenden Stufenschaltern und besonderem Funkenschalter in Anlehnung an die durch BBC für Spannungsregelung stationärer Transformatoren entwickelten Konstruktion durchgebildet sein wird. Diese Neuerung ergab sich als logische Konsequenz des Einzelachsantriebs, der zur Parallelschaltung aller Motoren zwingt und damit bei der für die Halblokomotive bis auf 3300 PS steigenden Stundenleistung infolge der sehr großen Ströme sehr schwerfällige Regulierapparate bedingt hätte. Beide Lokomotiven werden zudem für Energierückgewinnung nach System Oerlikon ausgerüstet.

(Schweiz. Bauzeitung 1930.)

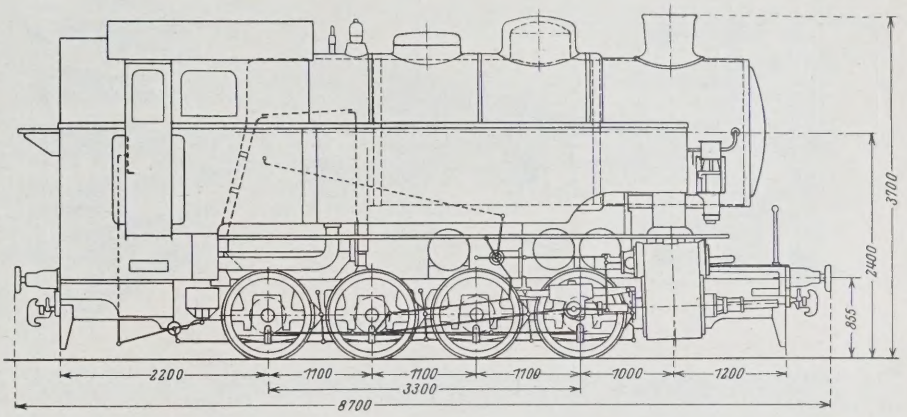
## D-Tenderlokomotive der süditalienischen Gebirgsbahnen.

In den gebirgigen Gegenden Süditaliens, und zwar in Calabrien und nördlich hiervon in der Basilicata besitzt die italienische Mittelmeerbahngesellschaft ein Netz von 227 km Gesamtlänge, das sich aus kurzen Strecken zusammensetzt, die kein einheitliches Ganzes bilden, sondern in den verschiedenen Provinzen der genannten Gebiete verstreut von den Staatsbahnlinien aus in entlegenere Gebirgsgegenden führen. Die kürzeste dieser

trecken ist 13 km, die längste 66 km lang. Es handelt sich um etriebstechnisch als sehr ungünstig anzusprechende Schmalpurstrecken (Spur 950 mm) in verhältnismäßig großer Höhenage (durchschnittlich 500—600 m, höchster Punkt 863 m Seehöhe), ie starke Steigungen und sehr scharfe Kurven aufweisen. Die urchschnittliche Neigung ist 40‰, die stärkste geht bis auf 60‰; er kleinste Krümmungshalbmesser ist 70 m. Trotz der vorgeannten ungünstigen Steigungsverhältnisse ist von der Anlage von ahnradteilstrecken abgesehen worden, weil die klimatischen erhältnisse (große Trockenheit) jener Gebiete den Reibungsetrieb nicht beeinträchtigen.

Den durch die vorerwähnten Umstände egebenen eigenartigen Betriebsverhältnissen auf nen Bahnstrecken entspricht auch die besondere okomotivtype, die die Bahngesellschaft im orjahre eingeführt hat und sich auf ihren Gebirgsrecken sehr bewährt hat.

Die Erbauer, die bekannten Ansaldo-Werke Turin, entwickelten eine außerordentlich gerungen gebaute Lokomotive — Gesamtlänge wischen Pufferenden nur 8,7 m — die gleichwohl ie bedeutende Leistung von 700 PS hervorbringt. Wie der Abbildung zu entnehmen ist, wurde die eschränkung in der Länge des Kessels (Entfernung wischen den Rohrwänden nur 2500 mm) durch ngewöhnliche Vergrößerung des Kesseldurchessers (1570 mm) wettgemacht. Die Lokomotive urde als D-Tenderlokomotive ausgebildet und t ein Dienstgewicht von 45,8 t (Leergewicht 35 t), h. je Achse 11,45 t, das Gewicht je Pferdekraft- t also nur 65 kg. Die vier gekuppelten Räder haben einen Durchesser von 900 mm; der Achsstand zwischen der ersten und vierten chse beläuft sich auf 3300 mm, während im Hinblick auf die harfen Kurven der feste Achsstand (erste und dritte Achse) nur 00 mm beträgt. Aus dem gleichen Grunde besitzen die zweite d vierte Achse ein seitliches Spiel von 10 mm*).



D-Tenderlokomotive der italienischen Mittelmeerbahnen.

Der Antrieb erfolgt auf die dritte Achse; durch diese Anordng wurde eine größere Länge der Treibstange (2120 mm) erglicht. Die Steuerung ist die nach Heusinger.

Die ungewöhnliche Vergrößerung des Kesseldurchmessers ingt naturgemäß eine Erhöhung im Brennstoffverbrauch mit h, ergibt aber eine schnellere Dampferzeugung, was bei den eigentigen Betriebsverhältnissen bei diesen Gebirgsstrecken als benderer Vorteil anzusprechen ist. Die Heizfläche beträgt 100 m², r Arbeitsdruck 14 kg pro cm² und die Überhitzerheizfläche 26 m². r Überhitzer ist ein Schmidtscher Kleinrohrüberhitzer. Die ostfläche beträgt 2 m².

Die Tragfedern sind unter den Achslagern angebracht; je ei Federn einer Seite sind durch Ausgleichhebel verbunden.

Einer besonderen Erwähnung bedarf die Reibungszahl, die r 3,1 beträgt (Reibungsgewicht: größte Zugkraft). Letztere rechnet sich aus: Zylinderdurchmesser 550 mm, Kolbenhub 0 mm, Treibraddurchmesser 900 mm, zu 14,6 t am Zughaken. f diese zur Erzielung großer Zugkraft notwendige Reibungszahl nnte man, wie schon erwähnt, nur gehen infolge der beständigen ockenheit, die in jenen Gegenden herrscht.

Wegen der schwierigen Steigungsverhältnisse wurden beders sicher und schnellwirkende Brems- und Sandstreu-Vorhtungen vorgesehen. Es sind vorhanden: eine automatische d eine unmittelbar wirkende Westinghouse-Bremse, eine vom hrerstand aus zu bedienende Handbremse; ferner eine Luftgendruckbremse nach „Riggenbach". Die Bremsen greifen an ler Achse an. Die Sandstreuvorrichtung ist besonders ausgebildet (Luftdrucksandstreuer Borsig), an allen vier Achsen in beiden Laufrichtungen wirkend.

Die Wasserbehälter fassen 5 m³ Wasser, der mitnehmbare Kohlenvorrat beläuft sich auf 1800 kg Kohle. Abél (Rom).

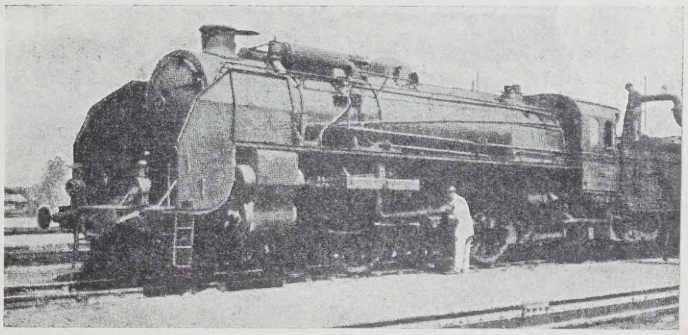
*) Die Lokomotive hat also eine außerordentlich geringe führte Länge bei weitausladenden Massen, was sich insbesondere i Rückwärtsfahrt, wo eine verschiebbare Achse voranläuft in ner Neigung zu Entgleisungen bemerkbar machen dürfte. llerdings berechnet sich der Halbmesser des Kreises, der durch e Räder nach voller Verschiebung der verschiebbaren Achsen legt wird, zu 120 m. Durchläuft die Lokomotive einen Bogen n 70 m, so wird trotz der Seitenverschiebung das äußerste d die Einschwenkung der Lokomotive in den Bogen übernehmen.

Die Schriftleitung.

## Versuche über Rauchniederschlag bei Lokomotiven.

Die Orléans Eisenbahngesellschaft hat im April und Mai 1928 zusammen mit dem aerotechnischen Institut von Saint-Cyr an einer Modellokomotive ($^1/_{10}$ natürlicher Größe) die Frage des Rauchniederschlages untersucht. Von vorneherein wurden alle Lösungen der Frage ausgeschieden, die etwa durch Änderungen am Blasrohr zu erreichen gewesen wären, weil man davon ausging, daß das Blasrohr nur nach der Forderung bester Zugwirkung zu bauen sei.

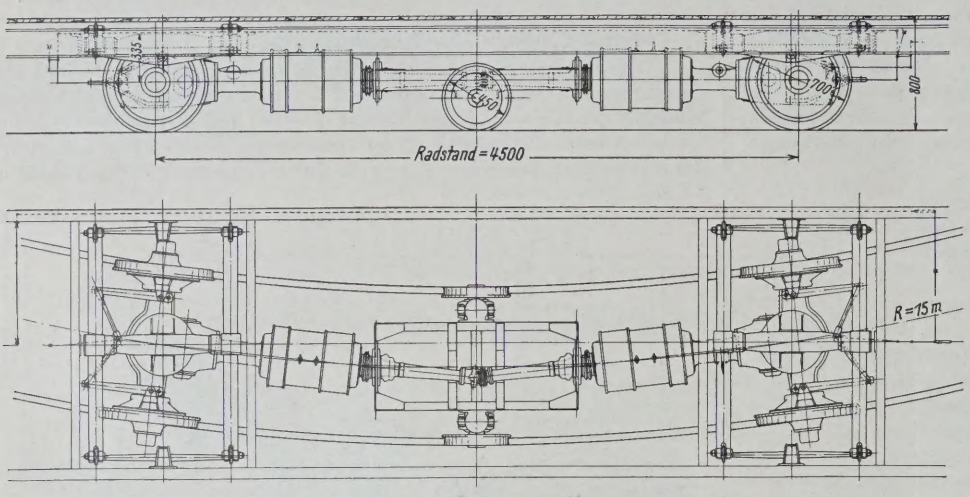
Die Untersuchungen am Modell wurden in der Weise durchgeführt, daß die Geschwindigkeiten des Windes und des Rauches geändert und die entstandenen Rauchbilder mittels Film aufgenommen wurden. Die Quelle enthält darüber eine Anzahl Abbildungen.


Günstigste Anordnung der Windleitbleche.

Zunächst zeigte sich, daß an dem in Fahrt befindlichen Lokomotivkörper selbst bei einem von vorne kommenden Wind sich nicht etwa einfache Windströmungslinien, sondern sehr verwickelte Stauungen und Wirbelungen ausbilden. Wenn der Rauch in diese Wirbel gerät, wird er festgehalten und behindert die Aussicht vom Führerstand. Zur Vermeidung des Rauchniederschlages gibt es also zwei Wege: entweder den Rauchabzug so hoch zu legen, daß der Rauch nicht mehr in den Bereich der Wirbel kommt oder die Lokomotivform so zu gestalten, daß sich die Strömungslinien in einer gewünschten Weise ausbilden können. An einer großen Zahl von Versuchen wurde sodann die Wirkung von Schirmen, Leitblechen und Kaminaufsätzen festgestellt. Auf Grund der Laboratoriumsversuche wurde im Juni 1928 eine Lokomotive der Bauart Pacific mit Windleitblechen ausgerüstet und die Rauchableitung im Betriebe beobachtet. Es bestätigten sich die Modellversuche vollkommen. Die Abbildung läßt die als günstigst erkannte Anordnung der Leitbleche, die der bei der Deutschen Reichsbahn üblichen sehr ähnlich ist, ersehen. Die Versuche ließen übrigens auch erkennen, daß die hauptsächlich durch den Vorwärmereinbau verminderte Geschwindigkeit des Dampfaustritts die Rauchableitung ungünstig beeinflußt. Eb.

## Neuerungen im Straßenbahnwagenbau.

Die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur hat ein dreiachsiges Untergestell (siehe Abb.)




Dreiachsiges Untergestell.

für Straßenbahnwagen entworfen und gebaut, das Ing. Buchli, Winterthur, in der „Schweizerischen Bauzeitung“*) in seinen Grundzügen behandelt.

Die beiden Triebachsen sind durch eine besondere Deichselkonstruktion mit dem Gestell der Mittelachse gelenkig verbunden und werden durch diese in den Kurven radial eingestellt und geführt. Da die Triebmotoren nicht parallel zur Achse, sondern senkrecht zu ihr stehen, dienen sie zugleich als Teil der Deichsel. Damit ist es möglich, einen Radstand von 4,5 m zu erreichen, ohne zu zwei zweiachsigen, teueren Drehgestellen greifen zu müssen. Das erhöhte Fassungsvermögen des Wagenkastens und die mit der Radialeinstellung der Räder in den Kurven verbundene Schonung der Räder und Schienen lassen dieses Untergestell besonders wirtschaftlich erscheinen.

Jede der beiden Triebachsen wird durch Zahnräder im Verhältnis 1:10,15 angetrieben. Die Enden beider Deichseln sind derart gelenkig miteinander verbunden, daß eine freie Beweglichkeit des Verbindungspunktes nach allen Richtungen gesichert ist. Der hiermit gegebenen Gefahr der Mittelachsentgleisung kann durch entsprechende Bemessung der Mittelachsbelastung begegnet werden, die durch eine empirische Formel festgelegt ist. Zur Aufrechterhaltung des ruhigen Laufes in Krümmungen ist ein erfahrungsgemäß notwendiger Anschneidwinkel bei den Triebrädern beibehalten.

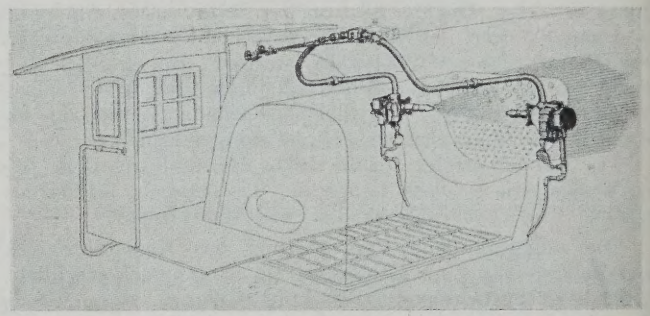
Die Städtische Straßenbahn Zürich hat noch Wagen mit zwei zweiachsigen Drehgestellen in Betrieb**). Auch hier sind die Triebmotoren senkrecht zur Achse angeordnet und liegen innerhalb des Drehgestellrahmens. Die mit diesem Drehgestell gemachten Betriebserfahrungen haben gezeigt, daß mit dieser Anordnung keine Beeinträchtigung der freien Kurvenbeweglichkeit des Wagens eintritt. R—r.

## Bläser zum Reinigen der Feuerbüchsrohrwand.

Die Vorrichtung, „Superior-Bläser“ genannt, soll die Ansammlung von Ruß- und Ascheteilen an der Feuerbüchsrohrwand, vor allem bei langen Fahrten ohne Lokomotivwechsel, verhindern und damit das Säubern der Rohrwand auf den Lokomotivbahnhöfen überflüssig machen. Wenn die Rohrwand während der Fahrt immer sauber gehalten werden kann, so wird damit die Wärmeübertragung und zugleich der Wirkungsgrad des Kessels verbessert, manche Betriebsstörungen werden sich vermeiden lassen und auch die Ausbesserungsarbeiten in den Lokomotivschuppen werden zurückgehen.

Die Anordnung des Bläsers ist in der Textabbildung dargestellt. Er besteht in der Hauptsache aus zwei beweglichen Düsen, die etwa 90 cm hinter der Rohrwand in der Feuerbüchse oder in der Verbrennungskammer auf beiden Kesselseiten so angeordnet sind, daß sie die ganze Rohrwand bestreichen können. Jede Düse für sich beherrscht etwa 60 % der Rohrwand, so daß selbst beim Ausfall einer Düse immer noch ein großer Teil der Rohreingänge freigehalten werden kann. Ein Teil des zu den Düsen strömenden Dampfes wird vorher in kleinen Turbinen dazu benützt, um den Düsen die erforderliche selbsttätige Bewegung zu geben. Der Heizer hat also beim Anstellen der Vorrichtung nichts zu tun, als das Dampfeinlaßventil zu öffnen. Die Düsen drehen sich dann von selbst und zwar so, daß sie sechs- bis achtmal in der Minute die ganze Rohrwand bestreichen.

Der Bläser ist ganz gekapselt; es wird dadurch verhindert, daß bei etwaigen Undichtheiten Dampf nach außen ausströmt und den Führer in der Sicht behindert. Die Düsen bestehen aus einem besonders hitzebeständigen Metall. Ein hinter der Düse sitzendes Gehäuse enthält die oben erwähnte kleine Turbine mit dem Bewegungsantrieb; es ist mit vier Schrauben an der Stehkesselseitenwand befestigt. Die Düsen ragen durch ein eingesetztes Rohrstück hindurch in den Verbrennungsraum hinein; es können hierfür gewöhnliche Heizrohre mit dem erforderlichen Durchmesser Verwendung finden. Die übrige Anordnung — Zuleitungsrohre und Anstellventil — ist aus der Textabbildung ersichtlich.



Bläser zum Reinigen der Feuerbüchsrohrwand.

Der Bläser soll im Personenzugdienst am besten etwa alle 150 km mindestens 3 Minuten lang angestellt werden. Bei Güterzügen soll auf dieselbe Entfernung drei- bis viermal ausgeblasen werden.

Die Vorrichtung wird von der Rees Manufacturing Corporation in Pittsburgh hergestellt. R. D.

(Railw. Age 1929, 2. Halbj., Nr. 19).

## Torfstaubfeuerung auf schwedischen Bahnen.

In früheren Jahren wurde in Zeitschriften, auch im Organ*), über Torfstaubfeuerung schwedischer Lokomotiven berichtet und es waren große Hoffnungen an diese Feuerung geknüpft. Bei dem allgemeinen Bestreben, vorhandene Torflager volkswirtschaftlich auszunützen, zogen die Versuche vielfach Aufmerksamkeit auf sich. Leider haben sich die Hoffnungen vor allem nach der wirtschaftlichen Seite, nicht bestätigt. Schon vor einigen Jahren enthielt der Jahresbericht der schwedischen Staatseisenbahnen die Bemerkung, daß die Torfstaubfabrik der schwedischen Staatsbahnen im Hästhagenmoor in Vislanda nur mehr des Rufes und der Besucher halber noch im Betrieb gehalten werde. Jetzt hat der Reichstag die Stillegung der Fabrik und den Verkauf von Boden und Einrichtung genehmigt. Doch soll die Fabrik noch bis Anfang 1932 arbeiten. Die Anlage war seit 1921 ununterbrochen im Betrieb zur Herstellung von Torfstaub für den Versuchsbetrieb auf der Strecke Falköping—Nässjö. Einschließlich Einrichtung von 18 Lokomotiven wurden 1,8 Millionen Kr. für die Anlage verausgabt. Die Anlage hat aber nur im Jahr des großen englischen Kohlenstreiks die reinen Betriebskosten gedeckt. Dr. Saller.

*) „Schweiz. Bauzeitung“, Bd. 95, Nr. 19 vom 10. Mai 1930.
**) „Schweiz. Bauzeitung“, Bd. 95, Nr. 21 vom 24. Mai 1930.

*) Organ 1925, S. 213.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden.

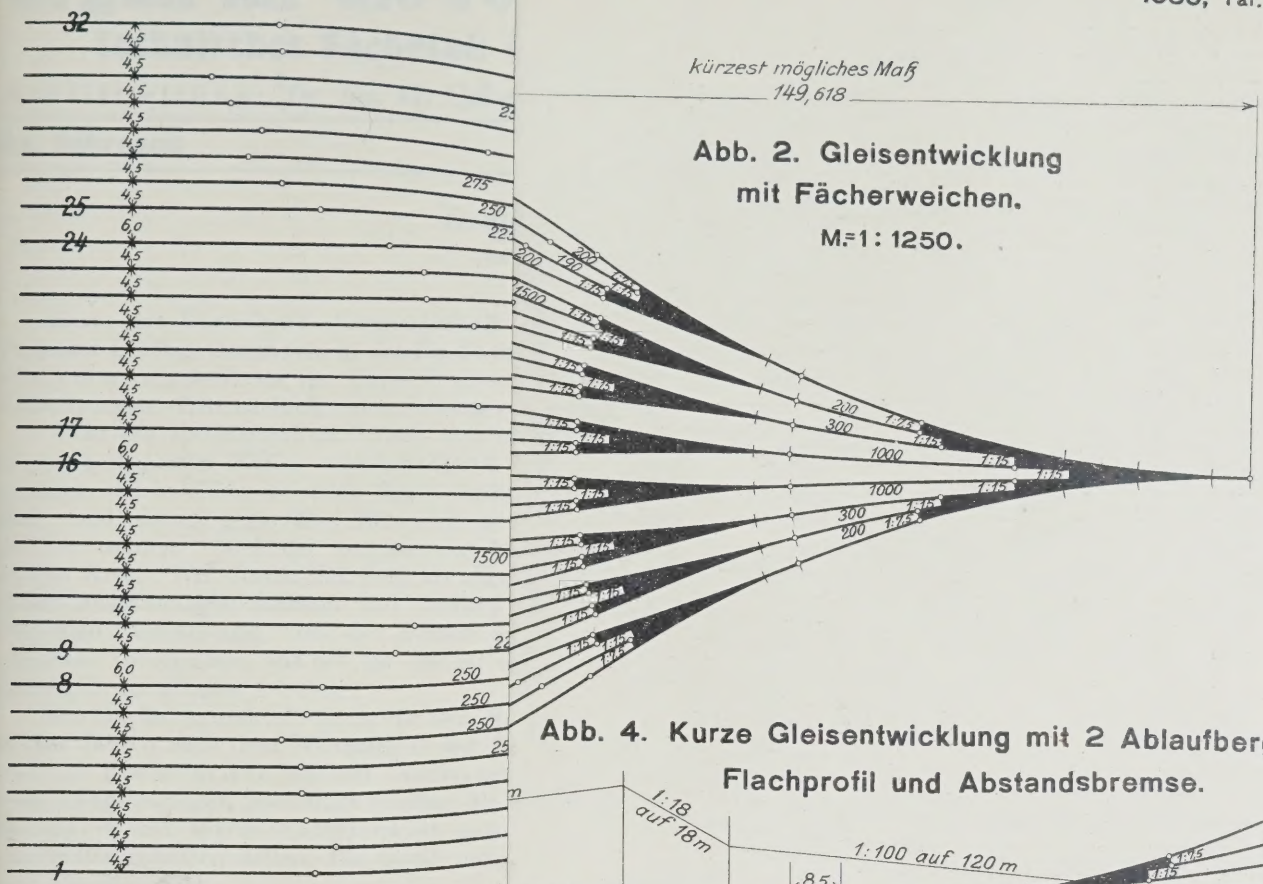



**Abb. 2. Gleisentwicklung mit Fächerweichen.**
M.=1:1250.

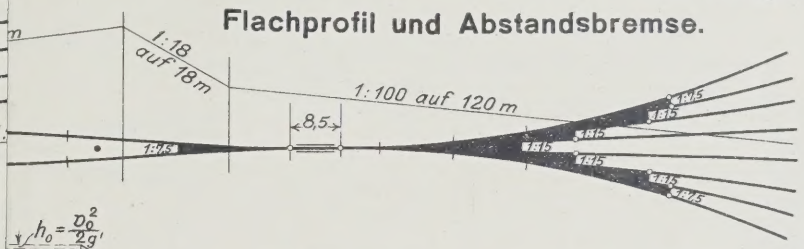



**Abb. 4. Kurze Gleisentwicklung mit 2 Ablaufbergen, Flachprofil und Abstandsbremse.**

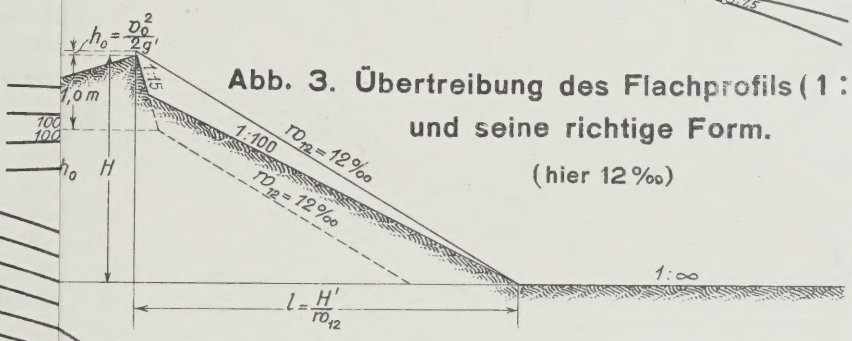



**Abb. 3. Übertreibung des Flachprofils (1:100) und seine richtige Form.**
(hier 12‰)

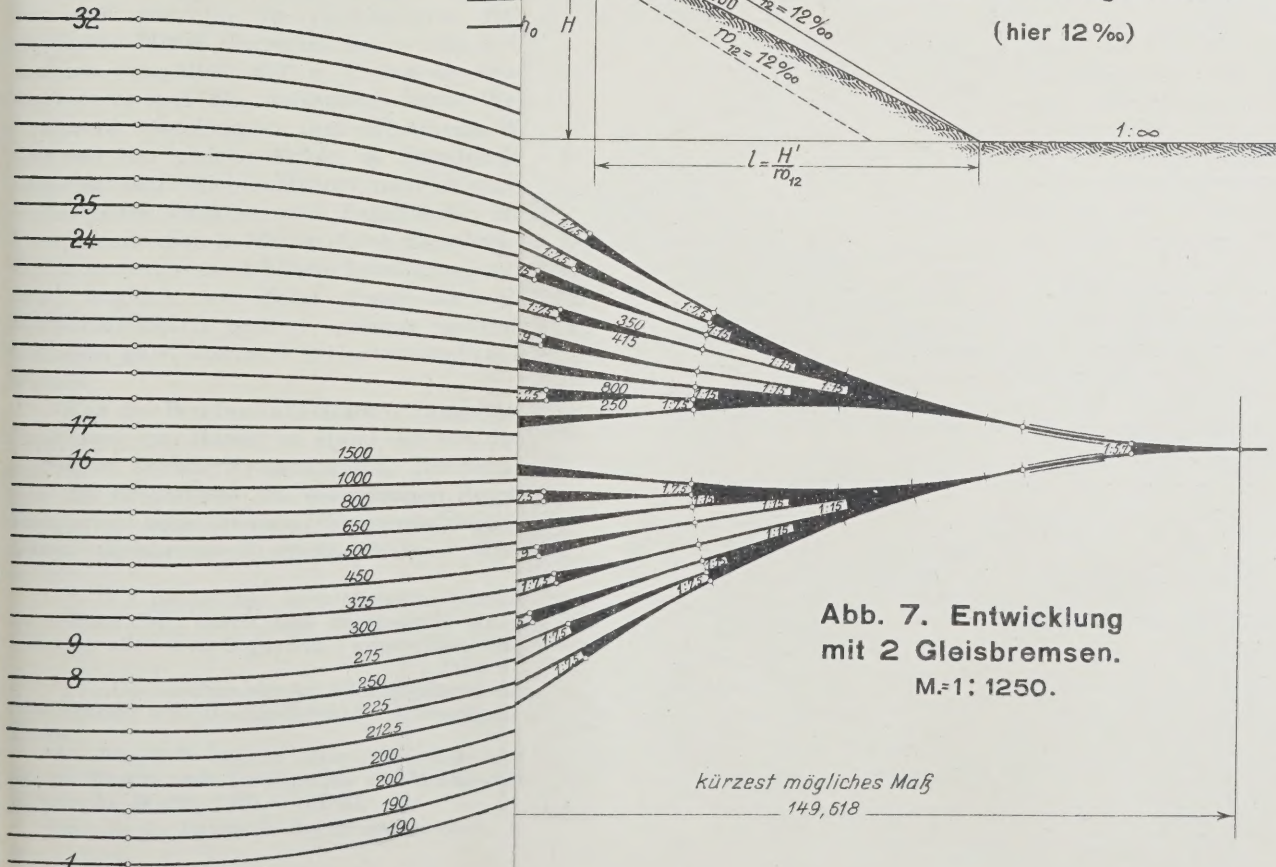



**Abb. 7. Entwicklung mit 2 Gleisbremsen.**
M.=1:1250.

Verlag von Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

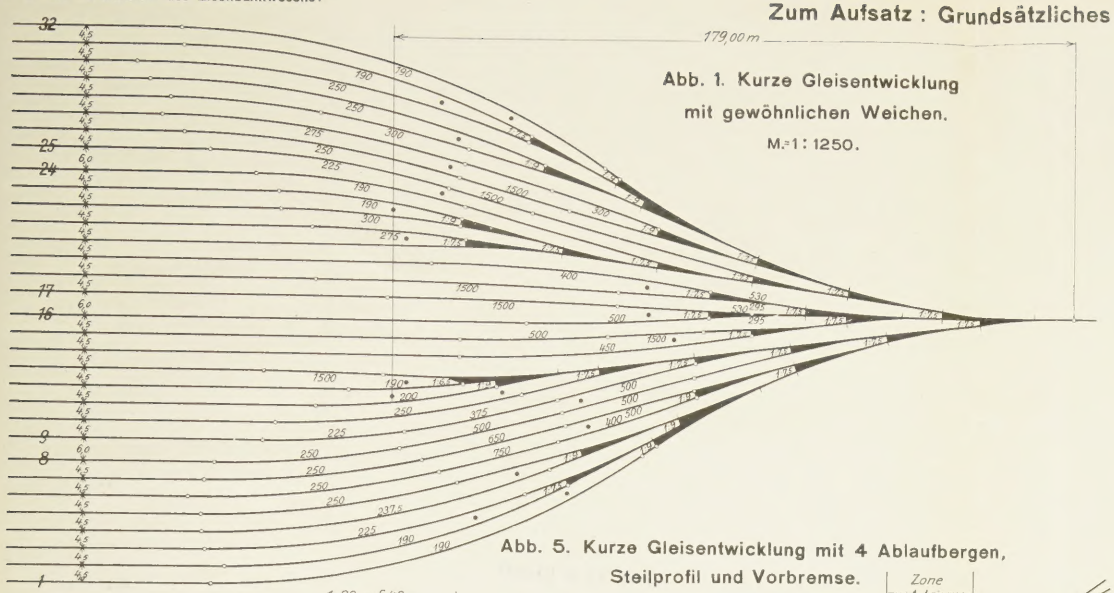



Abb. 1. Kurze Gleisentwicklung mit gewöhnlichen Weichen.
M.=1: 1250.

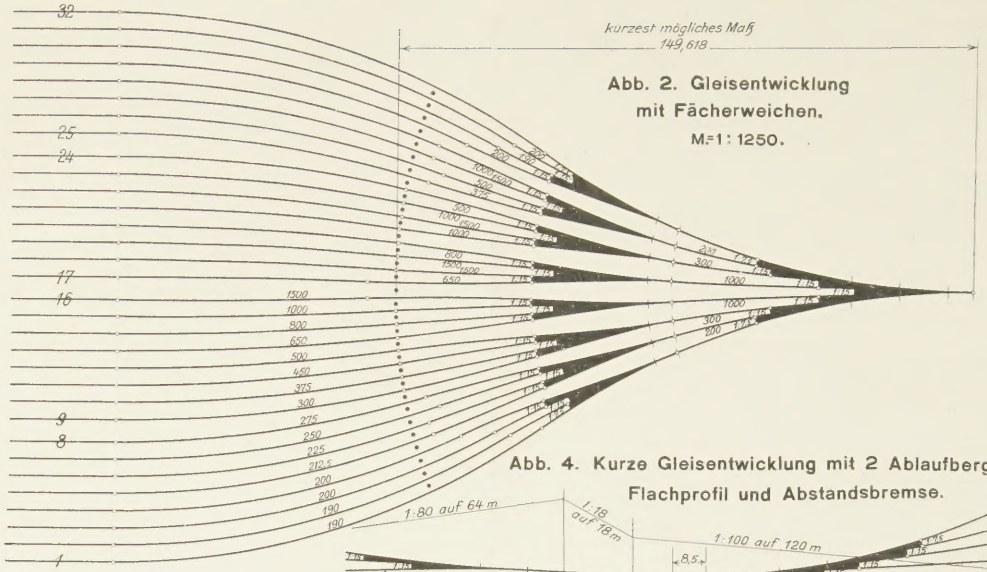



Abb. 2. Gleisentwicklung mit Fächerweichen.
M.=1: 1250.

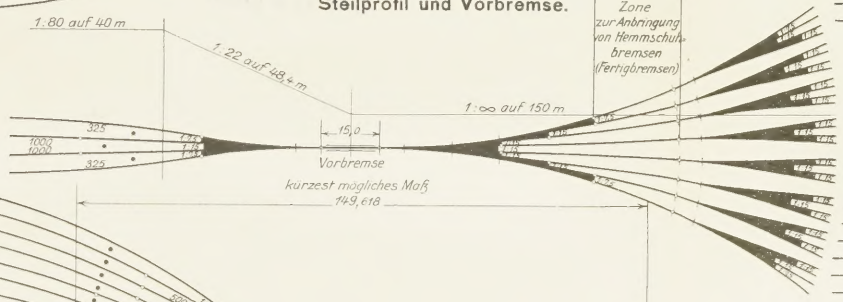



Abb. 5. Kurze Gleisentwicklung mit 4 Ablaufbergen, Steilprofil und Vorbremse.

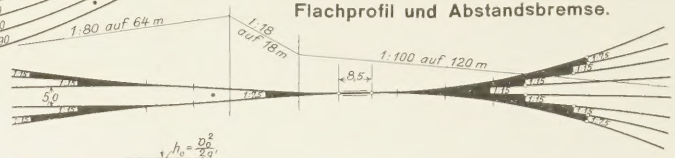



Abb. 4. Kurze Gleisentwicklung mit 2 Ablaufbergen, Flachprofil und Abstandsbremse.

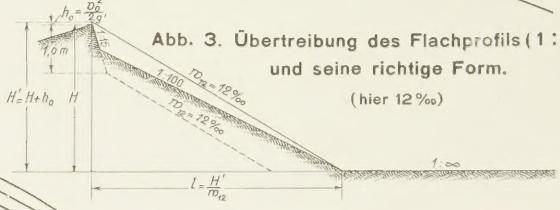



Abb. 3. Übertreibung des Flachprofils (1:100) und seine richtige Form.
(hier 12‰)

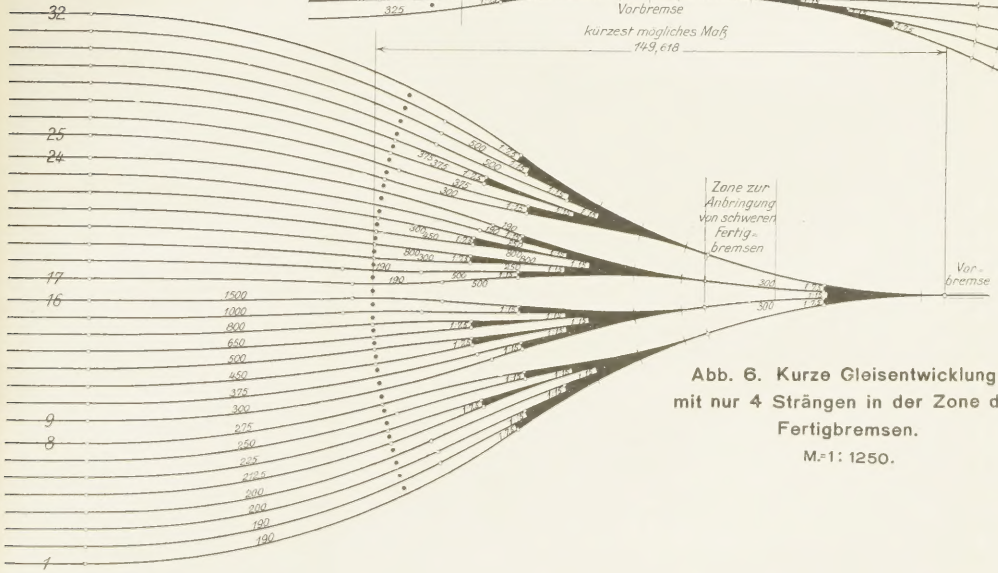



Abb. 6. Kurze Gleisentwicklung mit nur 4 Strängen in der Zone der Fertigbremsen.
M.=1: 1250.

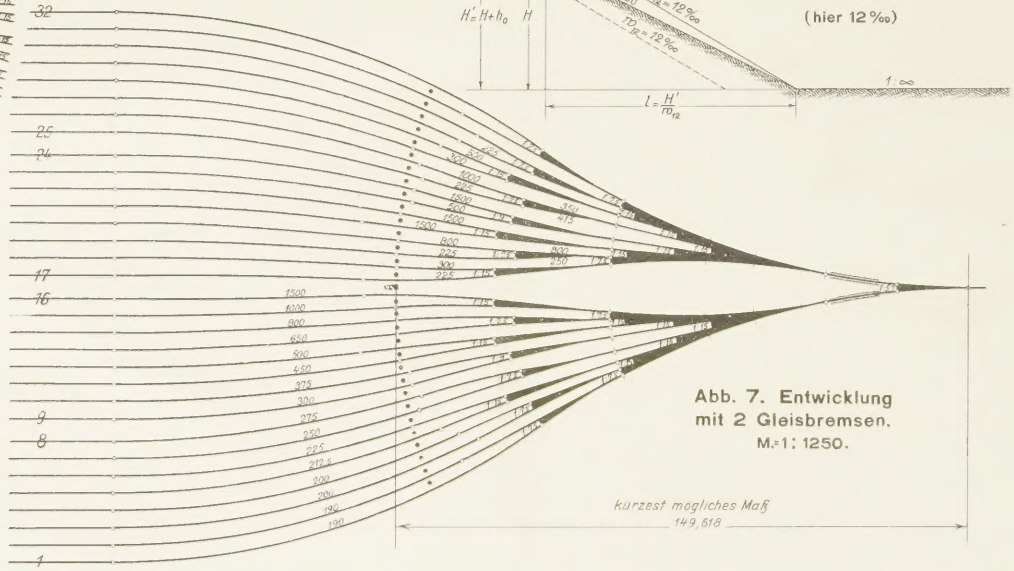



Abb. 7. Entwicklung mit 2 Gleisbremsen.
M.=1: 1250.

Verlag von Julius Springer, Berlin.

Lith. Anst. v. F. Wirtz, Darmstadt.

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**

Schriftleitung: Dr. Ing. **H. Uebelacker,** Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. **A. E. Bloss,** Dresden

**85. Jahrgang** | **15. Dezember 1930** | **Heft 24**


## Grundsätzliches zur Rangiertechnik *).


Von Reichsbahnrat Dr. Ing. **Bäseler,** München.


Hierzu 7 Abbildungen auf Tafel 34.

Unter der Überschrift „Rangiertechnik" behandelt Herr Professor Dr. Ing. Ammann in der Nr. 12 und 22 dieser Zeitschrift den Aufgabenkreis, den dieses Wort umfaßt. Zu seinen Ausführungen soll im nachfolgenden Stellung genommen werden.

Über die Rangiertechnik haben sich in Deutschland in einem bestimmten Kreise ziemlich feste Anschauungen gebildet, die in einem gewissen Sinne maßgebend geworden sind, und denen gegenüber Einwendungen immer ungern gesehen werden. Auch der vorgenannte Aufsatz entstammt diesem Kreis. Wir dürfen ihn wohl als allgemeinen Ausdruck dieser Anschauungen ansehen und werden ihn deshalb im folgenden, unabhängig von der Person des Verfassers, als „Quelle" bezeichnen, aus der wir die zu beurteilenden Auffassungen entnehmen können.

Die Quelle beginnt mit einem Hinweis, daß in Deutschland in den Jahren nach dem Weltkrieg in der Rangiertechnik gewaltige Fortschritte gemacht worden seien. Insbesondere seien Rangieranlagen geschaffen worden, die, was Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit anlangt, alles frühere weit in den Schatten stellen. Die Quelle nennt Hamm, Bremen und Hochfeld-Süd.

Die Angaben müssen in dieser Form Befremden erregen. Was die Leistung angeht, so sind auf den genannten Bahnhöfen tägliche Wagenzahlen bis 4200**) erreicht worden. Gleiche und noch höhere Zahlen, nämlich bis 5000, sind auf einem älteren Bahnhof ganz anderer Bauart erreicht worden, der in der Aufzählung nicht genannt ist, nämlich auf dem Gefällsbahnhof in Dresden-Friedrichstadt. Der Unterschied ist nur der, daß man für die vorgenannten Bahnhöfe besondere technische Mittel eingesetzt hat — die z. T. für den Erfolg wirklich wesentlich sind, z. T. nur als wesentlich angesehen werden; es sind dies namentlich kurze Weichenentwicklung, Steilprofil, Gleisbremsen und selbsttätige Weichenstellung — während der gleiche Erfolg in Dresden-Friedrichstadt mit einfachen betrieblichen Mitteln, nämlich durch Verkürzung der Verlustzeiten zwischen zwei Zugabläufen erreicht worden ist. Zwar könnte man in Hamm durch Einsetzen einer zweiten Abdrücklokomotive noch höhere Leistungen erreichen; doch würde damit zugleich, wie später gezeigt wird, die Grundlage der Wirtschaftlichkeit berührt, solange nicht die Leistung sehr viel höher wäre, wozu z. Z. in Deutschland ein Bedürfnis nirgends besteht.

Was die Wirtschaftlichkeit angeht, so wollen wir die Ergebnisse von Hamm an Hand der von den Erbauern selbst gegebenen Zahlen***) nachprüfen. Die Behauptung ist gängig, daß die Ersparnisse im wesentlichen durch den Ersatz der Handarbeit beim Bremsen (Hemmschuhleger) durch Maschinenarbeit (Gleisbremsen) erzielt würden. Wie steht es damit?

Die Bremskosten der schweren Gleisbremse betragen:

| | Gestehungskosten RM | Laufende Kosten für ein Jahr RM | Verzinsung und Abschreibung % |
|---|---|---|---|
| 1. Bremsturm . . . | 14600,— | | |
| Fundamente . . . | 2000,— | | |
| Heizung . . . . | 5850,— | | |
| | | 2245,— | 10 |
| 2. Vier Gleisbremsen | 118000,— | | |
| Steuerung . . . | 15000,— | | |
| Kraftanlage . . . | 15000,— | | |
| Reserveantrieb . . | 10000,— | | |
| Montage . . . . | 6890,— | | |
| | | 24734,— | 15 |
| 3. Unterhaltung der Bremse: | | | |
| Stoffe . . . . . | | 919,— | |
| Löhne . . . . . | | 3346,— | |
| Stromkosten . . . | | 2310,— | |
| Verschleiß der Bremsschienen . | | 980,— | |
| | | 7555,— | |
| Σ | | 34534,— | |

Bei 670000 Wagen im Jahr entfallen auf einen Wagen $\frac{34534}{670000} = 5{,}15$ Pfg./Wagen Bremskosten.

Personalkosten (bei schwerer Bremse)

7 Hemmschuhleger +
1 Kuppler . . . . . 136,— RM/Tag
2 Bremser in III . . . . 52,— RM/Tag
Σ 188,— RM/Tag

Bei 2300 Wagen täglich entfallen auf einen Wagen $\frac{188}{2300} =$ = 8 Pfg./Wagen.

Durch die Anwendung der „Laufzielbremsung" tritt ferner eine Verminderung der Wagenbeschädigungskosten von 0,7 Pfg./Wagen ein.

Danach kostet die Bremsbehandlung eines Wagens bis zum Stillstand in den Richtungsgleisen:

5,15
+ 8,00
— 0,7
12,45 Pfg./Wagen.

Demgegenüber betragen die Kosten der Hemmschuhbremsung:

Hemmschuhverschleißkosten: 0,61 Pfg./Wagen.

Personalkosten:

9 Hemmschuhleger +
1 Kuppler . . . . . 170,— RM/Tag
2 Bremser . . . . . 34,— RM/Tag
204,— RM/Tag

*) Wir geben den nachfolgenden Betrachtungen Raum in dem Bestreben, durch eine umfassende Aussprache zur vollen Klärung aller grundlegenden Verhältnisse beizutragen.
Die Schriftleitung.

**) „Die mechanisierten Ablaufanlagen der Verschiebebahnhöfe Hamm und Hochfeld-Süd." Herausgegeben von der RBD Essen.

***) Vergl. Frölich, „Die einheitlich mechanisierte Ablaufanlage Hamm und die Grenzen der Mechanisierung." Verkehrstechnische Woche 1926, Heft 37.

Bei 2000 Wagen täglich entfallen auf einen Wagen $\frac{204}{2000} = \sim 10$ Pfg./Wagen.

Danach kostet die Bremsbehandlung eines Wagens bis zum Stillstand in den Richtungsgleisen:

$$\begin{array}{r} 0{,}61 \\ +\ 10{,}00 \\ \hline 10{,}61 \text{ Pfg./Wagen.} \end{array}$$

Die Bremsung durch schwere Gleisbremsen nach der Anordnung in Hamm ist also um rund 2 Pfg./Wagen oder 13 % teurer als mit Hemmschuhen. Bei höheren Leistungen wird die Bremsung billiger; sie kostet bei 3900 Wagen nur noch 7,5 Pfg./Wagen mit schweren Bremsen nach der Anordnung in Hamm, ebensoviel etwa die Hemmschuhbremsung.

Was den Personalbedarf in Hamm angeht, so wird geltend gemacht, daß bei den sieben Hemmschuhlegern, die bei Starkbremsen gegenüber den sonst notwendigen neun gebraucht werden, etwa 50 % ihrer Zeit mit anderer Arbeit ausgefüllt ist, woraus zu folgern wäre, daß man tatsächlich für das reine Ablaufen nur $3^1/_2$ Köpfe braucht. Auch wenn das in diesem Umfang zutrifft, so gilt doch das Gleiche nach den eigenen Angaben der Erbauer a. a. O., auch für die neun Köpfe bei Hemmschuhbremsung, so daß auch von diesen für das eigentliche Ablaufen nur $4^1/_2$ Köpfe benötigt werden, die Ersparnis mithin streng genommen ein Kopf ist.

Es kann also keine Rede davon sein, daß die schweren Bremsen in der angewendeten Form an sich entscheidende Ersparnisse bringen. Wenn in Hamm Ersparnisse erreicht werden, so hat das vornehmlich andere Gründe. Der Aufbau von Ursache und Wirkung ist kurzgefaßt folgender.

Zunächst ist die Weichenentwicklung gegenüber älteren Bahnhöfen verkürzt und das Profil steiler gestaltet. Dadurch treten die Laufunterschiede der Wagen weniger hervor (die „$\Delta t$“) und es ist eine dichtere Wagenfolge möglich, etwa 6 bis 7 Sek., die das besondere Kennzeichen der Anlage bildet, obwohl sie bei günstigen Verhältnissen auch auf anderen Bahnhöfen erreicht werden kann. Dadurch wird die Abdrückzeit für einen Zug kurz. Die Lokomotive, die ihn abgedrückt hat, gewinnt also, bei gleicher geforderter Tagesleistung, Zeit, um zurückzufahren und sich hinter den nächsten Zug zu setzen. Man kommt also mit einer Maschine aus, und darin liegt die Ersparnis.

An diesem Ergebnis sind die Gleisbremsen nur insoweit beteiligt, als sie in gewissem Maße auf „Laufziel“ zu bremsen gestatten und dadurch die Gleise besser füllen. Die Beidrückarbeit und -Zeit ist also verkürzt, was, da dies in Hamm mangels einer Beidrückanlage die Lokomotive erledigen muß, in gleichem Sinne wirkt wie der schnelle Ablauf. Die Zeitersparnis wird neuerdings mit 50 % angegeben. In gewissem Maße halten die Bremsen auch die Wagen im richtigen Zeitabstand, doch wären sie dazu nicht notwendig, wenn man in der Weichenentwicklung die größte, erreichbare Kürze angestrebt hätte.

Aus diesen Überlegungen geht hervor, daß man die gleichen Erfolge wie in Hamm erzielt, wenn man den schnellen Ablauf auf andere Weise erreicht. Das gelingt namentlich durch folgerichtige Anwendung des Grundsatzes einer möglichst kurzen Gleisentwicklung, wie der Verfasser an anderer Stelle gezeigt hat*). Hierbei hat man Gleisbremsen zum Abstandhalten im allgemeinen nur noch in sehr viel geringerem Maße nötig. Von Nutzen sind außerdem Steilprofil, gute Befehlsübertragung zur Lokomotive und gute Betriebsorganisation überhaupt, in vielen Fällen auch selbsttätig steuernde Weichen. Das Steilprofil wird notwendig, sowie man von zentralen Bremsen auf Laufziel beeinflußt.

*) „Von Gleisbremsen, Zeitwegelinien und verwandten Dingen.“ Siehe Z.d.V.D.E.V. 1929, Nr. 51 und 52.

Daß die Ersparnis einer zweiten Abdrücklokomotive das Entscheidende ist, geht auch aus folgendem hervor. Der behandelte Wagen in Hamm wird nach dem Umbau mit 14 Pfg. billiger angegeben als vor dem Umbau. Eine Lokomotive kostet jährlich 90000 *RM*. Bei 670000 Wagen im Jahr macht das bereits $\frac{90\,000}{670\,000} = 11{,}95$ Pfg.

Was aus diesen Überlegungen auch deutlich erhellt, ist die Tatsache, daß der wirtschaftliche Anreiz zum schnellen Abdrücken, von Sonderfällen abgesehen, entfällt, wenn man billiger arbeitende Abdrückmittel hat. Die gewöhnliche Dampflokomotive leistet eben diese Arbeit sehr teuer, weil sie nicht dafür gebaut ist.

Zusammengefaßt heißt das:

Die wirtschaftlichen Erfolge in Hamm beruhen auf der Ersparung einer Abdrücklokomotive. Der schnelle Ablauf, durch den dieser Erfolg erreicht wird, ist wesentlich durch die Gesamtanordnung der Gleisanlage, Steilprofil und einigermaßen kurze Weichenentwicklung, bedingt. Die Mechanisierungsmittel tragen erst in zweiter Linie dazu bei; selbstverständlich sind sie angenehme Helfer im Betrieb und sie dürften manchen mittelbaren Vorteil bringen, der in Geld nicht auszudrücken ist.

Selbstverständlich kann man auch dadurch Lokomotivstunden einsparen, daß man eine Beidrückeinrichtung verwendet.

Bei alledem darf auch nicht vergessen werden, daß das Ablaufproblem, wirtschaftlich gesehen, ja nur ein nicht einmal so wichtiges Teilproblem eines Verschiebebahnhofs ist. Frohne hat zutreffend nachgewiesen, daß namentlich beim „Zugbau“ aus den Stationsgruppen auf einem älteren Gefällbahnhof sehr viel gegenüber Bahnhofsanlagen nach dem Muster von Hamm gespart wird.

Die Quelle sagt weiter, daß die erzielten Erfolge zur Weiterarbeit angeregt haben, so daß heute eine Hochflut neuer Techniken auf dem Rangiergebiete zu beobachten sei. Das stimmt zum Teil. Soweit der Verfasser in Betracht kommt, darf er feststellen, daß seine Beiträge, die Steilweichen, die Wirbelstrombremse, der mechanisierte Hemmschuh, der zwanglaufige Ablauf, in wesentlichen Teilen schon lange vor dem Kriege vorhanden gewesen sind (etwa 1910/11).

1. Soll man „niedere“ oder „hohe“ Ablaufberge anlegen?

Die Angaben der Quelle, wie die Berghöhe zu bestimmen sei, wenn man schon die Aufladung aller Wagen mit der für den ungünstigsten Fall notwendigen Energiehöhe wählt, dürften allgemeiner Zustimmung begegnen. Man stellt den größten Laufwiderstand fest, mit dem man am gegebenen Orte zu rechnen hat, etwa zwischen 9 und 12 kg/t — äußerste, selten vorkommende Grenzfälle werden nicht berücksichtigt — und bemißt nach der größten Laufweite, gerechnet bis zum Profilpfahl des ungünstigsten Gleises, die Berghöhe. Zum Beispiel, um der Quelle zu folgen: Bei 250 m Laufweite und 12 kg/t größtem Widerstand ergibt sich eine Berghöhe von $250 \cdot 0{,}012 = 3{,}0$ m.

Einige naheliegende und sehr wichtige Folgerungen aus diesen Tatsachen zieht die Quelle nicht, wenigstens nicht deutlich. Zunächst die, daß aus dem vorstehenden als erste Regel folgt, daß man, wenn man es bei einem Umbau in der Hand hat, die Weichenentwicklung so kurz machen muß, als möglich, da man dann mit dem niedrigsten Berg auskommt. In dieser Hinsicht ist man bei den in der Quelle hervorgehobenen Anlagen nicht systematisch vorgegangen, weil die geometrischen Grundlagen dieser Aufgabe nicht deutlich herausgeschält waren, sondern der Gedanke an die Gleisbremsen im Vordergrund stand. Man kann die Weichenentwicklung gegenüber diesen Anlagen um rund 100 m kürzer machen, wobei man unter

günstigen Verhältnissen mit Berghöhen von wenig über 2 m auskommt.

Die zweite wichtige Folgerung ist diese. Was soll man tun, wenn man einen älteren eingezwängten Bahnhof vor sich hat, den man nur mit ganz unverhältnismäßigen Kosten umbauen könnte, und bei dem, wie so häufig, die Weichenentwicklung 400, 500 oder 600 m lang ist? Soll man, nach der Quelle, den Berg $600 \cdot 0{,}012 = 7{,}20$ m hoch machen? In der Tat sind von den Kreisen, die der Quelle nahestehen, in der Praxis Vorschläge gemacht worden, die Berge, wenn auch nicht in dieser Höhe, so doch von 4 und 5 m vorsehen. Die Angaben der Quelle können also höchstens für Neubauten und völlige Umbauten gemeint sein, und auch für diese gelten sie nur mit der im vorhergehenden Absatz genannten Einschränkung.

Der Verfasser hat öfters seiner Überzeugung Ausdruck gegeben, daß diese Verhältnisse dazu drängen, in der Rangiertechnik neben dem bisher Geschaffenen als mindestens ebenso wichtigen Zweig Einrichtungen und Maßnahmen zu entwickeln, die es gestatten, den Wagen auf andere Weise als durch hohe Berge Energie zuzuführen, entweder maschinell durch Schubeinrichtungen, oder, wenn man schon Gefälle anwendet, nur in den langen Straßen, die es nötig haben — am besten durch Absenken des unteren Teils, wo es geht — nicht aber auch in den schon oben am Berg entspringenden Gleisen.

Wenn also die Quelle sagt, daß mit der obigen Multiplikation die Berghöhe eindeutig festliege, so müssen wir im Gegenteil feststellen, daß hiermit noch fast alle grundlegenden Fragen offen sind, jedenfalls, sofern es sich um den Umbau älterer Anlagen handelt.

2. Wie sind die Gleisentwicklungen der Ordnungsgleise zu gestalten?

Die Quelle erkennt an, daß man mit den später vorgeschlagenen und ausgebildeten Schlepp- und Mehrfachweichen noch kürzer entwickeln kann, als in Hamm. Doch würde da erst die Praxis zeigen müssen, ob die Vorteile der Wegverkürzung höher anzuschlagen seien, als der Nachteil der Verwendung einer komplizierten Sonderkonstruktion.

Auch hier sind die Dinge nicht deutlich gesehen. Die Mehrfachweichen bestehen aus Einzelteilen, deren Verhältnisse durch die Erfahrungen bei den anderen Steilweichen längst erprobt sind. Für den, der in diesen Dingen zu Hause ist, sind also auch die Verhältnisse der Mehrfachweichen klar zu übersehen, sie sind in diesem Sinne kein Versuch. Bliebe also nur die Frage, ob Erhaltung und Erneuerung solch größerer, zusammenhängender Gleismassen soviel schwieriger ist, daß man daraus Einwendungen herleiten könne. Das ist Sache des Versuchs, aber warum soll man ihn nicht machen? Hier hat schon der Praktiker genügend Gefühl für die Dinge, um zu wissen, ob er es darf.

Wichtiger noch ist, daß die kurze Weichenentwicklung als solche ja gar nicht an den Sonderformen hängt. Allerdings ist es nicht ganz einfach, bei Entwicklung mit gewöhnlichen Weichen alle Gleisanfänge auf gleiche Höhe zu bringen; neben Gleisen, die früh entspringen, entstehen leicht andere, deren Anfänge beträchtlich später liegen. Aber das würde in vielen Fällen nicht hindern, auch mit einer solchen Anlage recht flott zu arbeiten. Man muß versuchen, die Gleise so zu benutzen, daß die entferntesten Weichen besonders selten umgestellt werden, was in weitem Maße möglich ist. Die mittlere Entfernung der Merkpfähle von der ersten Weichenspitze, auf die es vor allem ankommt, wenn man die genannte Betriebsweise anwenden kann, ist in Abb. 1 nur 2 m größer als in Abb. 2. Wo allerdings die genannte Voraussetzung nicht zutrifft, ergibt der gleichmäßige Anfang der Richtungsgleise, wie sie die Fächerweichen fast zwangläufig bringen, erhebliche Vorteile, in unserem Falle 30 m. Dabei soll nicht verkannt werden, daß die Weichenanordnung in Abb. 1 noch nicht ganz frei ist von der bisher allgemein gebräuchlichen Weichenstraßenbildung; es ist nicht unmöglich, sie der Entwicklung mit Fächerweichen noch weiter anzunähern. Ganz das Gleiche erreicht man natürlich nicht, namentlich dann nicht, wenn Platz für Bremsen vorgesehen werden muß.

Die offizielle Rangiertechnik hat die primäre Wichtigkeit der kurzen Weichenentwicklung, die Vorteile, die sie allein schon für einen schnellen Wagenablauf bringt, und die geometrischen Grundsätze, nach denen sie auch mit gewöhnlichen Weichen weitgehend verwirklicht werden kann, nicht erkannt.

3. Ist Steilprofil oder Flachprofil für Ablauframpen zu wählen?

Die Quelle vergleicht Steilprofil und Flachprofil und kommt zu dem Schluß, daß das Flachprofil das „primitive" sei, das Steilprofil hingegen den Fortschritt darstelle. Zwar könne man auch ältere Anlagen, d. h. also Flachprofile, mit gewissen Hilfsmitteln auf ausreichende Leistungsfähigkeit bringen, aber das sei ein Herumkurieren an den Krankheitserscheinungen, die Krankheit selbst sei nicht behoben.

Diese Auffassung verkennt die mechanischen Grundlagen des Vorgangs.

Der Grundvorteil der Steilrampe ist der, daß die Wagen schnell auf Geschwindigkeit kommen, und diese auch längere Zeit beibehalten, daß also die mittlere Laufgeschwindigkeit groß und die gesamte Laufzeit klein wird. Dadurch werden auch die Unterschiede im Zeitbedarf des Gutläufers und Schlechtläufers klein. Wir dürfen wohl in dieser Feststellung, die auch die Quelle macht, die aber von der herrschenden Lehrmeinung bisher nicht beachtet worden ist, eine Wirkung der Kritik erblicken, die sie zuerst aufgestellt hat, und nehmen in diesem Sinne von ihr gerne Kenntnis.

Es ist richtig, daß in diesem Zusammenhang die Steilrampe ein einfaches Mittel ist, um die Leistung zu erhöhen. Das darf aber nicht dazu führen, die Nachteile zu übersehen, die sie unter Umständen bringt. Nach Abb. 1 der Quelle ist unter den ungünstigsten Verhältnissen, die hier gerade in Betracht kommen, der Gesamtwiderstand bei einer mittleren Laufgeschwindigkeit von 3 bis 4 m/sec etwa 12 kg/t, bei einer mittleren Laufgeschwindigkeit von 6 bis 7 m/sec etwa 15 kg/t. Es ist der Einfluß des Gegenwindes, der sich hierin geltend macht. Der Gegenwind verzehrt eben bedeutend mehr Energie, wenn der Wagen schnell läuft, weil der Luftwiderstand etwa mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst. Daraus folgt ohne weiteres, daß ein Wagen, wenn er mit mäßiger Geschwindigkeit abrollt, eine um etwa 20% größere Laufweite erreicht, als bei großer Geschwindigkeit. Man kommt also bei derselben Berghöhe weiter in die Gleise hinein. Da nun gerade das zu frühe Stehenbleiben der Wagen eine der schwersten Schäden älterer Anlagen ist, wird man sich sehr überlegen müssen, ob man, wenn das Gesamtgefälle gegeben und nicht ohne Schwierigkeit zu ändern ist, ein ausgesprochenes Steilprofil herstellen, d. h. das Gesamtgefälle in eine Steilrampe legen soll.

Freilich hat das Flachprofil den Nachteil, daß die Zeitfehler größer werden. Aber gerade hier bietet eine (oder mehrere) in den Laufweg eingebaute kleine Gleisbremse das einfachste Mittel, um Abstand zu halten. Diese so überaus natürliche, im Ausland viel angewandte Methode des Ablaufs wird bei uns von der herrschenden Lehrmeinung gänzlich übersehen.

Bezeichnend sind in dieser Hinsicht die Vorschläge, die von den Verfechtern des Steilprofils häufig zur Verbesserung älterer Anlagen gemacht werden. Man ändert, ohne daß das Gesamtgefälle vergrößert wird, was z. B. auf Gefällsbahnhöfen im allgemeinen gar nicht möglich ist, die vorhandene Flachrampe in eine Steilrampe mit eingebauter Bremse um. Damit ist zunächst die Anlage nur verschlechtert, weil die

Laufweite der Wagen geringer geworden ist. Viel natürlicher und vor allem viel billiger wäre es, die Flachrampe zu belassen und nur zur Reglung des Zeitabstandes eine oder mehrere kleine Bremsen einzubauen. Dabei stört es die Verfechter des Steilprofils nicht einmal, wenn in solchen Fällen weitreichende bauliche Änderungen nötig werden, z. B. Tieferlegen von Brücken, von Durchlässen usw., die durch die Senkung des Profils entstehen.

Freilich hat das Steilprofil mit eingebauten Gleisbremsen einen anderen Vorteil; man kann mit einer Bremsstaffel, ohne allzu störend in die Zeitfolge einzugreifen, den Energiegehalt der Wagen und damit, wo es darauf ankommt, die Laufweite weitgehend beeinflussen. Es ist nicht abzustreiten, daß in der Kopplung dieser beiden Begriffe ein allgemeines Prinzip liegt, von dem man häufig mit Vorteil Gebrauch machen kann. Aber es ist doch nicht immer von entscheidender Bedeutung, z. B. auf Gefällsbahnhöfen, auf denen doch die Wagen zum Fertigbremsen nochmals mit Hemmschuhen aufgefangen werden müssen.

Die Quelle bringt, um die Nachteile des Flachprofils zu zeigen, ausführliche Berechnungen über die Laufzeiten. Der charakteristische Teil der Abb. 7 ist hier noch einmal wiedergegeben. In ihr ist für einen Schlechtläufer mit 12 ‰ Widerstand ein Profil gewählt, das mit einer 0,5 m hohen Steilrampe anfängt und dann mit nur 10 ‰ weiterläuft.

Solche Rechnungen bedürfen keiner Widerlegung. Wenn man einem Wagen selbst an der günstigsten Stelle, nämlich unmittelbar hinter dem Steilabfall, nur eine Gefällhöhe von ½ m gibt, was etwa einer Geschwindigkeit von 3 m/sec entspricht, und diese dann auch noch sehr bald kleiner werden läßt, so wird sein Zeitverbrauch selbstverständlich ganz unverhältnismäßig groß; der Wagen ist ja immer schon mehr oder weniger vor dem Stillstand. Der Schnitt zwischen Widerstandslinie und Profillinie ist so spitz, wie die Abbildung zeigt, daß eine kleine Vergrößerung des Widerstands genügt, um den Laufweg auf die Hälfte herunterzusetzen. Ein solcher Wagen ist praktisch nicht mehr lauffähig; nur würde er bei einem Steilprofil noch weniger weit laufen, obwohl er zunächst einen kräftigen Anlauf nimmt.

Der Verfasser ist bei seinen Untersuchungen immer davon ausgegangen, daß auch für den Schlechtläufer im ungünstigsten Falle und während des größten Teiles seines Laufes eine Energiehöhe von etwa 1 m, entsprechend einer Geschwindigkeit von etwas über 4 m, nicht unterschritten werden soll. Es würde also im vorliegenden Falle etwa die gestrichelt eingetragene Profillinie zu wählen sein. Die Neigung des Flachprofils muß wenigstens dem größten Wagenwiderstand entsprechen.

Praktisch kommt man meistens, wie die vorhandenen, oft recht gut arbeitenden Gefällsbahnhöfe zeigen, mit einer Neigung 1:100 aus. Eine Anfangsrampe wäre freilich auch in diesen Fällen erwünscht. Die Gefällsbahnhöfe, die sie gewöhnlich nicht haben, können die großen Verzögerungen, die ein Schlechtläufer am Anfang seines Laufes bei flacher Neigung erleidet, in den meisten Fällen durch Tieferlegung des Ablaufpunkts des nächsten Wagens ausgleichen.

Im übrigen ist nicht zu verkennen, daß die Quelle den Begriff des Steilprofils schon in einer gemilderten Form verwendet, indem sie mit einer längeren Übergangsneigung zwischen Steilabfall und Horizontale rechnet. Vorher wurde immer ein Profil angestrebt, bei dem das ganze Gefälle in der Steilrampe mehr oder weniger vereinigt war; und diese Anordnung, die für Laufzielbremsung vom Fuße der Steilrampe aus sehr sinnvoll ist, für andere Zwecke hingegen schädlich sein kann, kehrte regelmäßig ohne Begründung in den zahlreichen Abhandlungen wieder, die aus den der Quelle nahestehenden Kreisen kamen. Das „gemilderte Steilprofil" nähert sich schon stark der „Flachrampe mit Steilanfang"; wenn auf diesem Boden die Anschauungen allmählich zusammenkommen, so darf wohl auch darin ein Erfolg der Kritik erblickt werden, die auf diese Dinge zuerst hinwies. Ein solches Zusammenkommen wird überhaupt leichter eintreten, wenn man sich ernsthaft entschließt, Sinn und Wirkung der einzelnen ergriffenen und zu ergreifenden Maßnahmen zu diskutieren.

4. Wozu und wo sind Bremsmittel einzusetzen?

Die Quelle führt zunächst die bekannten Nachteile des freien Hemmschuhs an, nur hält sie sich nicht von Einseitigkeiten frei. Sie bemängelt die „neuerdings zu beobachtende, ganz unbegreifliche und unbegründete Lobpreisung des guten, alten Hemmschuhs mit seiner weichen Bremsung." Aber woraus ist diese denn entstanden? Doch nur, weil die in der Rangiertechnik führende Meinung den Hemmschuh verwarf und sich den Hinweisen, daß die Verwerfungsgründe vom Standpunkt der Mechanik nicht haltbar seien, hartnäckig widersetzte. Der Hemmschuh sollte einseitig bremsen; er tut es nicht, abgesehen von Unterschieden in der Reibungsziffer, die auch bei Backenbremsen und bei der Wagenbremse vorkommen. Der Hemmschuh sollte einen Stoß geben; er tut es nicht, oder doch, wie die letzten Untersuchungen der Forschungsstelle des Verfassers ergeben haben, in so verschwindend geringem Maße, daß unter Umständen Backenbremsen härtere Einlaufstöße geben. Alle diese Kräfte sind freilich unbedeutend gegen jene, die der Achshalter beim Auflauf eines Wagens auf einen andern auszuhalten hat, wo sich die ganze Masse der rollenden Achse gegen ihn wirft Hier handelt es sich schlechthin um eine ganz andere Größenordnung. Nach der stets vertretenen Ansicht des Verfassers war dies Ergebnis vom Standpunkt der Mechanik immer angenähert vorauszusehen, so daß eigentlich gar keine Veranlassung bestanden hätte, die Fragen so eingehend zu untersuchen, wenn nicht auch die hier behaupteten Unterschiede immer dazu hätten dienen müssen, um eine Unterlegenheit des Hemmschuhes zu erweisen. Da ist es nicht verwunderlich, wenn sich die Meinung der Fachwelt allmählich auflehnt.

Die Quelle nennt als Nachteile des freien Hemmschuhs:

1. Das gefahrvolle Auflegen;
2. Die Gefahr des Abspringens und die daraus folgende Gefährdung von Menschen und Wagen;
3. Die absolute (?) Unberechenbarkeit seiner Wirkung;
4. Die erforderlichen langen Bremswege, insbesondere bei Wagengruppen;
5. Das Schleifen des hemmschuhfreien Rades.

Gegen 1. und 2. ist nichts zu sagen. Diese Nachteile drängen, so weit es geht, gebieterisch zur Mechanisierung des Hemmschuhs, die von diesen Gefahren frei ist. Bei 3. muß die „absolute" Unberechenbarkeit Verwunderung erregen. Es ist bekannt, daß gut eingearbeitete Hemmschuhleger eine fabelhafte Geschicklichkeit im Abschätzen des Bremsweges erlangen, so daß sie, wenn sie wollen, in einer großen Anzahl von Fällen einen Wagen kupplungsreif an den anderen bringen könnten. Wenn sie das immer versuchen würden, würden sie allerdings manchen Auflauf riskieren, da natürlich gelegentlich die Schätzung zu gering ausfällt. Sie bremsen also etwas vorsichtiger und lassen lieber kleine Lücken entstehen.

Zu 4. Der Einwand des langen Bremsweges ist sachlich richtig. Aber was schadet er denn, wenn man Länge genug zur Verfügung hat, z. B. am Anfang der Richtungsgleise.

Zu 5. Das Schleifen des hemmschuhfreien Rades ist allerdings nachteilig und man muß anstreben, es zu beseitigen. Aber niemand hat an diesen Punkt gedacht, als die Rangiertechnik begann, und er wäre allein sicher kein Grund gewesen, zu anderen Methoden überzugehen. Daß kleine Schleifstellen Anlaß zu größeren werden, ist allerdings nicht ohne weiteres von der Hand zu weisen, sei es durch nochmaliges Festsetzen auf

dem Hemmschuh an derselben Stelle bei einer folgenden Bremsung, sei es durch Festsetzen in der Wagenbremse. Aber hier ist Vorsicht im Urteil am Platze. Der Verfasser vermutet, soweit seine Beobachtung reicht, daß Räder mit schweren Schlagstellen immer Bremsachsen angehören. Wenn das allgemein zutrifft, was durch Beobachtung, namentlich in den Werkstätten, leicht festzustellen wäre, so würde das bedeuten, daß der Hemmschuh allein auch in Wiederholung schwere Schlagstellen nicht erzeugen kann. Bei Bremsachsen spricht aber die erste Vermutung zweifellos dafür, daß die Wagenbremse selbst durch Festsetzen der Achse kurz vor Stillstand des Zuges den Anlaß zur ersten Flachstelle gegeben hat. Nur wenn der Hemmschuh hierzu Mitveranlassung ist, wäre er in dieser Hinsicht als nachteilig zu bezeichnen.

Hier kommen wir wieder an einen entscheidenden Punkt. Die Quelle nennt Nachteile des Hemmschuhs, aber sie stellt gar nicht die Frage, ob sie nicht vielleicht beseitigt werden können. Wenn man die Entwicklung eines großen Gebietes, wie es die Rangiertechnik ist, systematisch aufbauen will, so darf man doch Einrichtungen nicht ohne weiteres ausschließen, wenn sie Mängel haben, sondern darf die Erkenntnis der Mängel nur benutzen, um ihre Beseitigung zur Aufgabe zu stellen. Daran hat die bei uns herrschende Meinung nie gedacht. Die Verwerfung des Hemmschuhs erfolgte gar nicht aus sachlichen Gründen, sondern sie war gefühlsbetont und der Kampf gegen den Hemmschuh wurde mit all der Zähigkeit geführt, die in solchen Fällen eintritt.

Sicher kann es eintreten, daß festgestellte Mängel wie z. B. beim Hemmschuh, auch durch viele Arbeit nicht beseitigt werden können. Dann, aber auch erst dann darf man ihn verwerfen, d. h. soweit es geht; in unzähligen Fällen kann man ihn ja doch nicht entbehren.

Fast alle genannten Einwände verschwinden bei der Mechanisierung des Hemmschuhs. Gewiß muß festgestellt werden, daß die Mechanisierung, da sie ortsgebunden ist, nicht ohne weiteres einen Ersatz des freien Hemmschuhs darstellt. Aber es gibt auch da Zwischenstufen; z. B. schützt gegen die einzige entscheidende Gefahr des freien Hemmschuhs, nämlich das Abspringen, schon eine Führung in einer festen Beischiene. Die Mechanisierung beseitigt auch sehr wahrscheinlich die Einwände 4. und 5. Die Franzosen haben schon mit Erfolg die Mehrfachbremsung einer Wagentruppe mit ein- und derselben Hemmschuhbremse ausgeführt; der Hemmschuh kehrt, wenn er ans Ende der Bremsstrecke gelaufen ist, um und faßt eine weitere Achse. Es ist wahrscheinlich sehr gut möglich, in einer Hemmschuhbremse zwei oder mehrere Hemmschuhe vorzusehen, die bei Gruppen zwei oder drei Achsen und zwar vor allem die beladenen fassen. Dann gibt es keine so langen Bremswege mehr, was bei Hemmschuhgleisbremsen allerdings die Baukosten vergrößern würde. Der zweite oder dritte Hemmschuh auf dem einmal vorhandenen Führungsmechanismus dürfte verhältnismäßig wenig kosten.

Gegen das Schleifen schützt Ölen der Oberfläche, vielleicht auch Einklemmen des Flansches des hemmschuhfreien Rades. Nach Versuchen des Wagenversuchsamtes Grunewald muß allerdings die Ölung reichlich sein, wenn sie nützen soll. Einmaliges Einfetten der Oberflächen genügt selbst für eine Bremsung nicht. Aber es ist beim mechanisierten Hemmschuh, wo das Gewicht keine so große Rolle spielt, wohl nicht schwer, einen Dochtöler oder dergleichen mitzuführen.

Mit diesen und anderen Maßnahmen verringert sich auch, wie namentlich Leibbrand nachgewiesen hat, die in einem gewissen Maße bestehende Unsicherheit der Reibungskoeffizienten und die dadurch bedingte Veränderung der Bremswege. Auch bei den Starkbremsen schwankt die Wirkung je nach den Verhältnissen der Bremsform; Dicke und Breite der Radreifen, der Zustand der Bremsfläche und anderes geben große Streuung. Man hat sich lange daran gewöhnt, das gewünschte Bremsmaß dadurch zu erzielen, daß man so lange bremst, bis es genug ist. Warum soll dieses so naheliegende Verfahren nicht auch der Hemmschuhbremse zugestanden werden?

Die Franzosen haben mit Hemmschuhbremsen namhafte Erfolge erzielt. Sicher sind ihre Bremsen, was sie auch selbst zugeben, in manchem noch verbesserungsbedürftig. Aber der Anfang ist gemacht. Bei uns in Deutschland, wo die mechanischen Verhältnisse am Hemmschuh früher untersucht wurden als in Frankreich und auch die ersten Versuche früher angestellt wurden, ist es bis heute noch nicht möglich gewesen, die Entwicklung des mechanisierten Hemmschuhs wesentlich weiter zu bringen und zwar nur deshalb, weil unter dem Druck der herrschenden Meinung dafür kein Kapital zu gewinnen ist.

Die ganzen Verhältnisse in dieser Frage sind sehr eigentümlich. Fragt man einen Franzosen nach seinen Ansichten über die Rangierbremsung, so wird er, von Ausnahmen abgesehen, die schweren Bremsen lächelnd mit der Bemerkung abtun, daß sie um ein Vielfaches teurer seien als die Hemmschuhbremsen. Der Einwand, daß da, wo sehr oft gebremst wird, der Einsatz auch größeren Kapitals wirtschaftlich sein könne, verfängt nicht. Umgekehrt ist es in Deutschland kaum möglich, von Hemmschuhbremsen ernsthaft zu sprechen, wenigstens soweit die offizielle Rangiertechnik Einfluß gewonnen hat. Wäre es nicht an der Zeit, die vorgefaßten Meinungen auf beiden Seiten abzulegen und der natürlichen Entwicklung freien Lauf zu lassen, insbesondere die schon auf beiden Seiten gewonnenen Erkenntnisse zu vereinigen?

Die Quelle behandelt weiter die Bremsung innerhalb der Gefahrzone durch Starkbremsen und betont die Erfolge, die in Hamm damit erreicht worden seien. Was die Wirtschaftlichkeit und Leistungsfähigkeit dieser Bremsanordnung angeht, so sind diese Fragen schon eingangs dieses Aufsatzes genügend erörtert; bliebe also hier nur die technische Frage. Die Quelle gibt Zahlen über die erreichten Genauigkeiten bei der Laufzielbremsung an. Die Ergebnisse sind im Durchschnitt sehr gut; aber es kann nicht ausbleiben, daß doch kleinere und auch größere Abweichungen eintreten, die entweder Lücken oder einen Auflauf bedingen. Letzteres zwingt dazu, doch mehrere Nachbremser vorzusehen, wobei zugute zu halten ist, daß diese Leute wegen anderer Arbeiten doch zum Teil nötig wären.

Befremden muß die Stellungnahme der Quelle zu den Beidrückeinrichtungen, die als notgedrungenes Hilfsmittel bei unzureichender Anlage des Berges (fehlender Laufzielbremsung) gewertet werden. Wir müssen hier feststellen, daß die Quelle zu den übereinstimmenden Bestrebungen sehr bekannter Fachleute des Eisenbahnwesens — die nur nicht jenem Kreis angehören — und vieler praktischen Betriebsleute im Gegensatz steht. Es besteht eine große Richtung, die vielleicht einmal sich durchsetzen wird, die anstrebt, von der Bremsung auf weites Laufziel wegen ihrer Unerreichbarkeit im strengen Sinne ganz abzugehen, auf nahes festes Ziel zu bremsen, was weit sicherer erreichbar ist, und dann den im Richtungsgleis sich ansammelnden Zugrumpf langsam und stetig gemäß dem Zulauf weiterzuschieben. Diese Entwicklung wird nicht durch vorgefaßte Meinungen, wie sie in der Quelle zum Ausdruck kommen, abgeschnitten werden.

### Anpassungsfähige Entwicklungsziele für den Ablaufberg.

Der Verfasser möchte an dieser Stelle angeben, zu welchen Zielrichtungen ihn die vorgenannten und früheren Überlegungen bezüglich der Ausbildung des Berges gebracht haben, wenn Neuanlagen oder völlige Umbauten in Frage stehen. Der Berg soll so angelegt sein, daß das Bremskapital möglichst gut ausgenützt wird um allen künftig denkbaren Betriebsformen freien Raum zu lassen.

Oberster Grundsatz ist eine möglichst kurze Weichenentwicklung. Ihre geometrischen Grundlagen sind früher erläutert*).

Die Entwicklung entspringt aus einem Stammgleis. Bisher nahm man allgemein zwei Stammgleise und begann mit einem Weichenkreuz. Dabei spielten unterbewußte Vorstellungen herein, wonach der Betrieb noch eine Reserve haben solle, wenn durch eine Entgleisung eine Seite lahmgelegt sei. Diese Gründe sind nicht haltbar. Wenn überhaupt eine Entgleisung auftritt, so muß, wenn es sich nicht gerade um eine der allerletzten und wenig benutzten Weichen handelt, doch gewartet werden, bis aufgegleist ist; sonst ergeben sich soviel Fehlläufer, daß ihre Aufarbeitung hinterher mehr Zeit kostet, als wenn man wartet. Im übrigen legt eine Entgleisung in einer Spitzenweiche des Weichenkreuzes auch alles lahm.

Den vermeintlichen Vorteilen des Weichenkreuzes stehen erhebliche Nachteile gegenüber. Das Weichenkreuz vereinigt vier Gleise und führt sie wieder zu vieren auseinander. Es braucht dazu 16 Zungenpaare. Das Gleiche leisten $2 \times 3$ einfache oder ineinander geschaltete Weichen mit sechs Zungenpaaren. Das Weichenkreuz ist also verwickelt und teuer.

Eine genügend kurze Weichenentwicklung gibt, wie früher bewiesen, von selbst kurze Laufzeiten, kleine Zeitfehler und damit hohe Leistung. Aufgefangen wird mit Hemmschuhen.

Das schließt keineswegs aus, daß wohl bemessener Einsatz von geeigneten starken und, sobald und soweit sie genügend entwickelt sind, auch leichten Bremsen die Wirtschaftlichkeit steigert, unter Umständen erheblich, und darüber hinaus weitere Vorteile gewährt, die sich zwar nicht in Zahlen fassen lassen, die aber doch wichtig sind, und wahrscheinlich immer wichtiger werden, das ist namentlich die Vermeidung von Wagenaufläufen und Beschädigungen. Folgendermaßen wäre etwa der Aufbau einer systematischen Bremsanordnung zu vollziehen.

Bis zur Herausschälung weiterer Erfahrungen nehmen wir an, daß Starkbremsen erheblichen Kapitaldienst, aber bei geeigneter Bauart wenig Unterhaltung und Ersatz verlangen, daß es hingegen bei leichten Bremsen, insbesondere Hemmschuhbremsen, mutmaßlich umgekehrt ist. Jene würden also an Stellen anzuwenden sein, wo oft gebremst wird, wo sich also das Kapital gut umsetzt, diese an Stellen geringerer Intensität. Zukünftige Erfahrungen in dieser Hinsicht können später auch die Entschlüsse ändern.

Als Betriebsziele halten wir simultan die beiden fest, zwischen denen heute noch nicht entschieden werden kann, nämlich

1. Bremsung auf veränderliches Laufziel,
2. Bremsung auf nahes, festes Ziel, d. h. Spitze der Richtungsgleise.

Beiden Forderungen muß die Anlage ohne Schwierigkeit genügen. Allgemein ist die zweite Bedingung die leichter zu erfüllende. Nicht nur, weil auf kürzere Ziele genauer gebremst werden kann und namentlich dann, wenn man mit Hemmschuhgleisbremsen in den Spitzen der Richtungsgleise arbeitet, das Fertigbremsen nur ein unmittelbares Aufhalten am Ort ist. Sondern auch aus folgenden Gründen. Die Schwierigkeiten beim Fertigbremsen mit wenigen, nahe am Berg eingesetzten Bremsen entstehen immer dadurch, daß ein stark abgebremster Gutläufer mit sehr kurzem Ziel (gefülltes Gleis) von einem nicht abzubremsenden Weitläufer noch innerhalb der Gefahrzone eingeholt wird. Dieser Nachteil läßt sich nur durch sehr kurze Weichenentwicklung hinter der Bremse einigermaßen abmindern. Entfällt der Weitläufer überhaupt, so entfällt auch die Schwierigkeit zum großen Teil. Alle Bremsanordnungen, die der Betriebsweise 1 ausreichend genügen, tun es also erst recht der Betriebsweise 2.

Die Rücksicht auf die Sparsamkeit gibt Veranlassung, die Bremsen, namentlich die Starkbremsen, so nahe als möglich an den Berg zu schieben, wo die Gleise sich noch nicht oder nur wenig verzweigt haben. Wie weit sich das mit dem Wunsch verträgt, sie möglichst zum Fertigbremsen auszunutzen, der an sich die Bremsen in die entgegengesetzte Richtung, nämlich weg vom Berg drängt, wird später erörtert; immer handelt es sich hier um ein Kompromiß.

Die Spitze der Weichenentwicklung legen wir auch so nahe an den Berg als nicht andere, gleich zu erwähnende Rücksichten entgegenstehen. Die Weichenentwicklung ist in jedem Falle so gewählt, daß alle Richtungsgleise auf gleicher Höhe beginnen. Diese Anordnung wird jetzt auch im Ausland angestrebt; sie wird dort als „Ballonsystem" bezeichnet*). Es ist angenommen, daß der Krümmungswiderstand nicht besonders in Rechnung gestellt zu werden braucht, indem er durch entsprechendes Zusatzgefälle in den gekrümmten Gleisen ausgeglichen ist, oder die Gleise mit starken Krümmungen hauptsächlich für Gutläufer (beladene Wagen und Gruppen) benutzt werden. Da unter diesen Voraussetzungen alle zu untersuchenden Laufwege gleich lang sind und gleichen Widerstand bieten, verringert sich die Mannigfaltigkeit der Untersuchungen bedeutend und man kann alle nachfolgenden Anordnungen miteinander vergleichen, indem man nur ein Gleis untersucht.

Um an Beifahrzeit zu sparen, sind in allen folgenden Entwicklungen die Vereinigungsweichen z. T. über den Berg in die Ablauframpe gezogen. Das ist immer von Vorteil, gleichgültig, ob mit Dampflokomotiven gewöhnlicher Bauart abgedrückt wird, sei es mit einer, sei es mit zweien, oder ob ferngesteuerte elektrische Lokomotiven oder ortsfeste Seilschubanlagen das Abdrückgeschäft besorgen oder ob die Gleise im Gefälle liegen und der Zulauf durch Bremsen geregelt wird. Man kommt schon sehr weit, wenn nur zwei Gleise getrennt über den Berg geführt sind; für viele Fälle erscheinen vier herübergezogene Gleise mit vier getrennten Ablaufpunkten erwünscht. Im folgenden sind da vier Berggleise gewählt, wo die größere, durch die Vereinigungsweichen entstehende Verlustlänge in anderer Hinsicht zweckmäßig ausgenutzt werden kann, nämlich zur Gewinnung eines ausreichenden Gefälls bis zur ersten Bremse.

## I. Bremsen nur auf Abstand.

Die geringste Aufgabe, die wir einer Bremsanordnung stellen können, ist die, in einem System der beschriebenen Art, das an sich schon nahezu alles Verlangte leistet, die noch entstehenden Zeitfehler an den letzten Weichen auf Null zu bringen. Zwar betragen die Zeitfehler bei einer Anlage nach Abb. 4 ungünstigstenfalls nur 3 Sek. Man kann diese aber noch ganz wegbremsen, wodurch der Ablauf glatter wird und sich die Leistung des Berges mit ihren mittelbaren Vorteilen vielleicht noch etwas erhöhen läßt. Die Bremse braucht dazu eine Lage nahe am Berg, wo noch genügend Weg hinter ihr liegt, damit sich erzielte Geschwindigkeitsverminderungen in ausreichende Zeitverschiebungen umsetzen können. Es ist, um mit geringen Bremsleistungen auszukommen, auch zweckmäßig, sie in dem Raume mäßiger Geschwindigkeiten, also nicht zu weit unten in der Rampe anzulegen. Dementsprechend ist in Abb. 4 ein an eine kurze Steilrampe anschließendes Flachprofil gewählt. Es sind zwei Gleise über den Berg gezogen. Zwischen den Spitzen der Vereinigungs- und der ersten Trennungsweiche liegt die Gleisbremse. Die notwendige Leistung der Bremse ist 0,3 m Geschwindigkeitshöhe, entsprechend 10 mt bei einem 33 t-Wagen.

*) „Die Weichenentwicklung an Ablaufbergen." Organ für die Fortschr. des Eisenbahnwesens, Heft 16 vom 30. August 1927.

*) Monatsschrift der internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung, S. 2848, Bd. 1, Nr. 6, Juni 1930.

Das Aufhalten der Wagen geschieht, wie oben angegeben, mit Hemmschuhen von Hand. Der Einbau mechanisierter Hemmschuhbremsen in den Spitzen der Richtungsgleise bleibt unbenommen. Wir werden das Flachprofil vor allem da anwenden, wo örtliche Gründe, namentlich Bauwerke, die Anwendung eines Steilprofils erschweren.

Die Abstandsbremsung setzt die Geschwindigkeit des Gutläufers etwas herab; während sie ungebremst beim Einlauf in das Richtungsgleis 5,95 m/sec beträgt, geht sie gebremst auf 5,5 m/sec herunter.

## II. Bremsen auf Energieverminderung.

Man kann aus den hinlänglich bekannten Gründen schon innerhalb der Gefahrzone in erheblichem Maße Energie abbremsen, ohne die Zeitfolge zu sehr zu stören, wenn man die Laufgeschwindigkeit groß wählt. Eine solche Vorbremsung, die schon dem später erforderlichen Aufhalten des Wagens vorarbeitet, erfordert ein ausgesprochenes Steilprofil. Um mit einem möglichst geringen Aufwand an eingebauter Bremsleistung auszukommen, legen wir auch hier in allen Fällen wenigstens eine Bremse vor die Spitze der Gleisentwicklung. Wir beginnen nach Abb. 5 mit einer Steilrampe, die möglichst schon vor der Bremse ihr Ende findet und nutzen die etwas größere Länge vom Gipfel bis zur Bremse aus, um eine Vierwegeweiche zur Vereinigung der vier vorgesehenen Berggleise unterzubringen.

### A. Ausgangsform ohne Bremsen.

Trotz der gegenüber Abb. 4 etwas verlängerten Entwicklung sind die Zeitfehler wegen des Steilprofils immer noch so klein, daß sie die heute als kleinstmöglich geltende Wagenfolgezeit von 6 bis 7 Sek. nicht stören. Sie sind selbst bei schlechtem Wetter an den letzten Weichen nur 3 Sek.

### B. Vorbremsung mit einer Bremse.

Wir wollen zunächst untersuchen, welche Ergebnisse mit einer einzigen Bremse erreicht werden können. Es ist bekannt, daß der Kapitaldienst namentlich bei Starkbremsen stark ins Gewicht fällt und deshalb jeder Weg zur Verringerung der eingebauten Leistung aufgesucht werden muß. In Hamm sind ungefähr $4 \cdot 100 = 400$ mt Bremsleistung eingebaut.

#### a) Vorbremsung bis zum Maß $\Delta t = 0$.

Die erste Stufe der Vorbremsung, die wir auch hier zweckmäßig wählen können, ist die, bei der zugleich die theoretisch größte Leistung eintritt, bei der also $\Delta t$ an den letzten Weichen $= 0$ ist. Wir brauchen dazu in der Bremse eine Leistung von 0,4 m Geschwindigkeitshöhe $= 13$ mt. Die etwas stärkere Leistung als im Falle I erklärt sich aus den höheren Geschwindigkeiten des Steilprofils. Dafür ist aber auch die Einlaufgeschwindigkeit im Richtungsgleis stärker vermindert. Während sie ungebremst 6,0 m/sec bei gutem Wetter beträgt, geht sie durch die Vorbremsung auf 5,5 m/sec herunter.

#### b) Vorbremsung auf negative Zeitfehler in der Höhe der sonst auftretenden positiven.

Der nächste Schritt, der offenbar ohne nennenswerten Zwang möglich ist, ist der, die Bremswirkung so stark zu machen, daß die durch die Bremse dem Gutläufer erteilten Zeitfehler an den letzten Weichen gerade so groß sind wie bei gänzlich freiem Ablauf, aber negativ, so daß also der Gutläufer um soviel später durchkommt, als er sonst früher durchläuft. Wir erhalten hierbei eine Bremsleistung von 0,6 m Geschwindigkeitshöhe $= 20$ mt. Die Einlaufgeschwindigkeit im Richtungsgleis geht noch stärker herunter, nämlich auf 5,1 m/sec. Sie hat damit jenen Wert erreicht, der nach allgemeiner Anschauung ohne besondere Schwierigkeit und Gefahr das Auffangen mit Hemmschuhen zuläßt.

#### c) Vorbremsung bis zur erreichbaren Höchstgrenze.

Wenn wir der einen Bremse, die immerhin noch in erheblicher Entfernung von den letzten Weichen liegt, noch stärkere Vorbremsungen bis zur völligen Abbremsung, die zum Stillstand nach einer gewissen kürzeren Laufstrecke führt, als Aufgabe zuteilen wollen, so entsteht die schon mehrfach berührte Gefahr des Einholens durch einen ungebremsten Wagen. Allerdings ist die Wahrscheinlichkeit wegen der seltenen Trennungen an den letzten Weichen gering. Theoretisch würde der größte Zeitfehler in der letzten Weiche 23 Sek. betragen. Man käme dementsprechend auf sehr niedrige Abdrückgeschwindigkeiten, wenn man von dieser Gefahr gänzlich unbehelligt bleiben wollte. Praktisch geht man anders vor. Wie das Beispiel von Hamm zeigt, verzichtet man in solchen selten vorkommenden äußersten Fällen auf die völlige Zielbremsung und bremst nur noch auf möglichste Energieentziehung bei Wahrung eines genügenden Abstandes, unter Vormeldung des Wagens an die Hemmschuhleger. Das restliche Auffangen besorgt dann der Hemmschuhleger, den man unter diesen Umständen eben nicht entbehren kann.

Es ist nun gar nicht gesagt, daß man diese Aushilfe durch die Hemmschuhleger immer nötig hat. Jeder Bahnhof hat Tages- und Saisonzeiten mit Hochbetrieb und solche mit schwachem Betrieb. Man kann also z. B. die Hemmschuhleger in zwei Schichten arbeiten lassen, während der Gesamtbetrieb in drei Schichten durchgeführt wird. In der dritten Schicht wird, da nur einige wenige Hemmschuhleger anwesend sind, entsprechend langsamer abgedrückt, so daß mit der einen Bremse fast alle Läufe fertig gebremst werden können. Man hat dann nicht die höchste Leistung, spart aber in weitgehendem Maße Hemmschuhleger.

Die erforderliche Bremsleistung zur völligen Abbremsung wäre etwa 2,0 m Geschwindigkeitshöhe $= 65$ mt. Praktisch würde man, da man das Höchstmaß doch nicht immer voll ausnutzen kann, mit 50 bis 60 mt auskommen. Die Entfernung von der Bremse bis zur letzten Weichenspitze ist in Abb. 5 fast genau so groß wie in Hamm, (157 m gegen 153 m) obwohl dort eine Vierbremsenstaffel angewendet ist. Das liegt an der besonders kurzen Weichenentwicklung. Man würde also praktisch auch ungefähr dieselben Ergebnisse erzielen können wie in Hamm, obwohl nur 60 mt gegenüber 400 mt Bremsleistung eingebaut sind.

### C. Vorbremsung mit einer Bremse bei gleichzeitig hoher Leistung durch Fertigbremsung in einer zweiten Bremsstaffel.

Will man die Aufgabe der Fertigbremsung ohne Zuhilfenahme von Hemmschuhbremsern bei gleichzeitig hoher Leistung völlig lösen, so ist dies mit Anwendung einer zweiten Bremsstaffel möglich. Auch brauchen wir bei einer Gleisanordnung nach Abb. 5 diese Staffel nicht in die Spitze der Richtungsgleise zu legen; denn die Entwicklung ist so kurz, daß es völlig ausreicht, wenn sie in der Mitte der Gleisentwicklung liegt. Da die Gleise sich hier schon verzweigt haben, ist die Form der Gleisentwicklung an dieser Stelle für die Zahl und damit, wegen der Kosten, auch für die Art der Bremsen wesentlich.

In den vorhergehenden Abbildungen beginnt die Gleisentwicklung mit einer Achtwegeweiche (Fächerweiche 8). Das gibt die zügigste Entwicklung, die wenigsten Krümmungen und den frühesten Anfang möglichst zahlreicher Fahrwege, so daß schon dadurch die Wahrscheinlichkeit des Einholens zweier Fahrzeuge auf ein Mindestmaß herabgesetzt ist. Man braucht dann allerdings für die zweite Bremsstaffel acht Bremsen, die entsprechend billig sein müssen.

Will man die Zahl der Bremsen einschränken, so muß man in der zweiten Bremsstaffel mit weniger Gleisen auskommen. Abb. 6 zeigt eine Lösung mit vier Gleisen und entsprechend auch vier Bremsen.

Bezüglich der aufzubringenden Leistungen sind beide Anordnungen gleich. Je mehr man in der ersten Bremse vorgebremst hat, desto weniger Leistung braucht die zweite Bremsstaffel aufzubringen. Bremst man jedoch in der ersten Bremse zu stark vor, so werden die Zeitfehler zu groß. Praktisch ergibt sich folgende Tabelle.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Vorbremsung in der ersten Bremse . . | 13 | 20 | 30 mt |
| Zeitfehler am Beginn der zweiten Bremsstaffel . . . . . | 0 | 1 | 3 Sek. |
| Leistung der zweiten Bremse . . . . . | 52 | 45 | 35 mt |
| Gesamtbremsleistung . . . . . | 65 | 65 | 65 mt |

Nimmt man wie früher an, daß ein Zeitfehler von 3 Sek. noch ohne weiteres ertragen werden kann, so sieht man, daß man fast die Hälfte der jeweiligen Bremsarbeit, selbst im ungünstigsten Falle, d. i. bei stärkster Bremsung, auf die erste Bremse legen kann. Dadurch wird nicht nur das Kapital für die zweite Bremsstaffel herabgesetzt, sondern auch deren Abnutzung stark eingeschränkt, was, wie früher bemerkt, bei Hemmschuhbremsen wesentlich sein kann. Die zweite Bremsstaffel wirkt bei den meisten Läufen mehr als Reserve für die erste Bremse und braucht nur in wenigen Fällen voll eingesetzt zu werden.

a) Bremsanordnung 1 + 8.

Die Bremsen der zweiten Staffel haben hinter sich jeweils nur mehr eine Vierwegeweiche. Störende Zeitfehler von merkbarem Einfluß treten durch sie infolgedessen nicht mehr auf. Die Auswirkung beschränkt sich zudem auf die letzte Weichenstaffel, in der nur wenige Prozente aller Wagentrennungen stattfinden. Bei Abbremsung durch die zweite Bremsstaffel ist man also praktisch vollständig frei und braucht auf die Zeitfolge keine Rücksicht zu nehmen.

b) Bremsanordnung 1 + 4.

Hier liegt hinter der zweiten Bremsstaffel noch eine etwa längere Weichenentwicklung (Abb. 6). Es wird eine weitere Weichenstaffel mit höherer Trennungszahl durch die auf kommenden Zeitfehler in Mitleidenschaft gezogen. Die Zeitfehler können theoretisch bis 8 Sek. betragen. Mit Rücksicht auf die unter B c) näher ausgeführten Verhältnisse ist auch dies allerdings praktisch kaum mehr von Einfluß.

### III. Vorbremsung auf Energieverminderung ohne besondere Rücksicht auf Kleinhaltung der eingebauten Bremsleistung.

Der Vollständigkeit halber sollen hier noch Anordnungen betrachtet werden, die manchem vielleicht wegen ihrer etwas größeren Einfachheit mehr zusagen, bei denen aber die oben als leitend aufgestellte Rücksicht auf Geringhaltung des Anlagekapitals nicht in gleichem Maße beachtet ist.

a) Vier Bremsen.

Es ist selbstverständlich ohne weiteres möglich, die erste Bremse in Abb. 6 wegzulassen und ihre Bremsleistung den vier Bremsern der zweiten Staffel jeweils zuzuschlagen. Es entstehen dann vier Bremsen von je 65 mt, während im vorhergehenden Falle nur eine von 30 und vier von 35 gebraucht wurden. Die eingebaute Leistung geht also von 170 auf 260 mt herauf. An den bei der vorhergehenden Anordnung beschriebenen Verhältnissen bezüglich der Zeitfehler ändert sich nichts.

b) Zwei Bremsen.

Die Bremsleistung ist hier nur $2.65 = 130$ mt. Der (siehe Abb. 7) größte theoretische Zeitfehler geht aber auf 12 Sek herauf.

Die Ergebnisse sind in umstehender Tabelle zusammengestellt. Der Kostenvergleich soll nur als allgemeiner Anhalt

Zusammenstellung der notwendigen Bremsleistungen und Kosten.

| Nr. der Reihenfolge | Zahl und Anordnung der Bremsen | Eingebaute Bremsleistung: schwere Bremsen (mt) | Eingebaute Bremsleistung: zusammen (mt) | Eingebaute Bremsleistung: leichte Bremsen (mt) | Eingebaute Bremsleistung: zusammen (mt) | Anlagekosten rund (geschätzt): schwere Bremsen (500 ℳ für 1 mt Bremsleistung) | Anlagekosten rund (geschätzt): leichte Bremsen (100 ℳ/mt) | Zusammen (ℳ) | Zeitfehler ($\Delta t$) an den letzten Weichenspitzen (Sek.) | Bemerkungen über Betriebsverhältnisse des Ablaufberges | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| I | 1 | 10 | 10 | — | — | 5000 | — | 5000 | 0 | Höchste theoretische Leistung möglich. Flachprofil mit Steilanfang. Abstandsbremsung. | Aufhalten mit Hemmschuhen |
| IIA | ohne | — | — | — | — | — | — | — | + 3 | Zeitfehler unbedeutend. Steilprofil. Keine Bremsung. | |
| Ba | 1 | 13 | 13 | — | — | 6500 | — | 6500 | 0 | Höchste theoretische Leistung möglich. Steilprofil. Leichte Vorbremsung. | |
| b | 1 | 20 | 20 | — | — | 10000 | — | 10000 | — 3 | Mäßige Vorbremsung. Fertigbremsen mit Hemmschuhen. | |
| c | 1 | 60 | 60 | — | — | 30000 | — | 30000 | (bis —23) | Vorbremsung bis zur völligen Abbremsung. Leistung herabgesetzt oder gewisse Eingriffe durch Hemmschuhleger notwendig. | |
| Ca | 1 + 8 | 30 | 30 | 8 × 35 | 280 | 15000 | 28000 | 43000 | 0 | Volle Fertigbremsung bei gleichzeitig hoher Leistung theoretisch möglich. | |
| b | 1 + 4 | 1 × 30 + 4 × 35 | 30 + 140 = 170 | — | — | 85000 | — | 85000 | (bis — 7) | Wie vorher, nur gelegentlicher geringer Eingriff durch Hemmschuhleger nötig. | |
| IIIa | 4 | 4 × 65 | 260 | — | — | 130000 | — | 130000 | (bis — 7) | Wie vorher. | |
| b | 2 | 2 × 65 | 130 | — | — | 65000 | — | 65000 | (bis —12) | Wie vorher, aber Eingriff durch Hemmschuhleger häufiger. | |

dienen. Ein genauerer Vergleich müßte die Betriebskosten berücksichtigen.

### Schlußfolgerung.

Wie man aus dem Vorhergehenden sieht, sind sehr viele Formen der Bremsanordnung bei Ablaufbergen möglich. Es wird die Aufgabe der kommenden Zeit sein, die im Betrieb billigsten und geeignetsten herauszufinden. Dabei sind zur Beurteilung der Preiswürdigkeit nicht allein die Beschaffungskosten, sondern entsprechend auch die Betriebskosten, die Erhaltungskosten und die Lebensdauer maßgebend, für die betriebliche Eignung vermutlich die Störungsfreiheit.

Welche Lösung man wählen soll, wenn man sich heute entscheiden muß, ist bis zu einem gewissen Grade Sache der persönlichen Stellung zu diesen Fragen. Es ist keineswegs etwas einzuwenden, wenn jemand einen Ablaufberg nach obigen Gesichtspunkten anlegt und zwar den Platz zum Einbau von Gleisbremsen offen hält, ihren Einbau selbst aber nur schrittweise nach Maßgabe wirklich festgestellter Bedürfnisse oder sicher zu erreichender Ersparnisse vornimmt. Dabei ist zu berücksichtigen, daß bei den Anordnungen mit zwei Bremszonen auch noch gewisse technische Fragen zu lösen sind, die das Zusammenarbeiten der beiden Bremsstaffeln ohne Verwicklung und namentlich auch ohne weiteren Personalaufwand sicher stellen. Daß das keine grundsätzlichen Schwierigkeiten bereitet, dürfte schon aus den französischen Anordnungen hervorgehen, bei denen bis zu vier Bremsstaffeln verwendet werden, obwohl nicht verkannt werden soll, daß hier die Verhältnisse noch etwas anders liegen.

Es ist aber auch durchaus nichts dagegen einzuwenden, wenn sich jemand, der möglichste Fertigbremsung mit schweren Bremsen für erstrebenswert erachtet, sofort zu einer Lösung, wie etwa 3 a) oder 3 b) entscheidet, bei denen zwar das eingebaute Bremskapital höher ausfällt als in den anderen Fällen, die aber, weil nur eine Bremsstaffel verwendet wird, jene oben erwähnte Entwicklungsarbeit nicht mehr nötig haben. Auf alle Fälle werden günstigere Ergebnisse, namentlich hinsichtlich der Zeitfehler bei angestrebter Zielbremsung und der gleichzeitigen Ersparung von Hemmschuhlegern erreicht, als es mit den bisherigen Gleisentwicklungen möglich war.

## Die Verwendung von Staubsaugern bei der Wagenreinigung.

Von Reichsbahnoberrat **Bethke**, Frankfurt a. Main.

### Allgemeines.

Der Staub spielt im Eisenbahnwesen, insbesondere bei Dampflokomotivbetrieb, eine große Rolle und seine Beseitigung ist namentlich in den Polsterabteilungen der Wagen eine wichtige sowohl für die Annehmlichkeit wie für die Gesundheit der Reisenden bedeutungsvolle Aufgabe. Es müssen in Polsterwagen die Fußdecken und Teppiche gesäubert, die Polsterungen der Sitze und Rückenlehnen vom Staub gereinigt, die Gepäcknetze, Vorhänge, Lampenblenden, kurz alles was aus Stoff besteht und Staub daher in besonderem Maße auffängt und festhält, hiervon befreit werden. Das alte Verfahren des Ausklopfens erfüllt nicht nur nicht seinen Zweck, weil sich der Staub ja wieder an anderer Stelle niederschlägt, sondern ist auch für die damit befaßten Arbeiter gesundheitlich nicht einwandfrei. Es hat daher schon früher nicht an Versuchen zur Absaugung gefehlt und zwar wurde in früherer Zeit beim Bahnhof Frankfurt Preßluft zur Erzeugung von Saugwirkung vermittels eines besonders geformten Mundstückes verwendet. Bei dem von Borsig gelieferten Mundstück waren am Rande außerdem noch Löcher vorgesehen, um beim Aufsetzen auf das Polster durch den Luftstrom den Staub aufzulockern. Ein Teil der Preßluft tritt in feinen Strahlen aus dem Mundstück aus und dringt in das Gewebe ein, so daß auch der festsitzende Schmutz gelockert und aufgewirbelt werden soll. Der andere Teil der Preßluft erzeugt mittels Düsenwirkung eine Luftleere, durch die der aufgewirbelte Staub abgesaugt wird. Durch einen Schlauch wird dieser dann in ein außerhalb des Wagens aufgestelltes, transportables Filter gedrückt und in diesem niedergeschlagen, während die Luft entweicht.

Trotzdem der Staub durch die am Rande des Bläsers austretende Preßluft aufgewirbelt wird, kommt ein Entweichen in die umgebende Luft in nennenswertem Umfang nicht vor, weil der Staub durch die Saugwirkung sofort in die Öffnung des Bläsers gezogen und entfernt wird. Die Reinigung ist daher als hygienisch einwandfrei anzusehen.

Der Apparat wurde jedoch von den Arbeitern nicht gern benutzt, weil das Gewicht der beiden Schläuche (zus. 13,5 kg) die führende Hand bald ermüdete.

### Versuche mit Staubsaugern.

Für die Verwendung bei der Reinigung der Personenwagen mußte vor allem die Bedingung gestellt werden, daß die Apparate sich für den Dauerbetrieb eignen, während bei Haushaltungen ja nur ein sehr kurzer Betrieb in Frage kommt; weiterhin, daß sie leicht und bequem zu handhaben sind, um in dem engen Raum und bei der Verschiedenartigkeit der zu behandelnden Gegenstände rasche und nicht ermüdende Arbeit zu ermöglichen. Daß sie dabei im Stromverbrauch wirtschaftlich sind ist eine selbstverständliche Bedingung. Von einer Vorrichtung zum Blasen wird abgesehen, weil dazu eigens an die Preßluftleitung angeschlossene Apparate entwickelt wurden.

Nachdem in der Folge die Haushaltungsstaubsauger soweit entwickelt waren, daß sie einen zuverlässigen Betrieb versprachen, wurden eingehende Versuche damit im Jahre 1927 aufgenommen und bis heute fortgeführt.

Es wurden die drei heute gebräuchlichsten Haupttypen:

a) fahrbare Sauger mit nicht gekapselten, sichtbaren Staubbeuteln (Apparat V),
b) Sauger mit Staubbeutel in geschlossenem Topf (Apparat III),
c) Sauger mit Staubbeutel in geschlossener Büchse (Apparate I, II und IV)

einer näheren Prüfung unterzogen.

Im ganzen wurden fünf verschiedene Apparate untersucht. Besonderer Wert wurde auf die Eignung im Dauerbetriebe und die dabei geförderte Staubmenge gelegt, weil bekanntlich das Streben der Industrie dahin geht, Apparate mit möglichst geringem Stromverbrauch und kleinem Gewicht und infolgedessen möglichst niedrigem Anschaffungspreis herzustellen. Daß damit Leistungsfähigkeit und Unterhaltungskosten nicht immer in Einklang zu bringen sind, ist ohne weiteres verständlich, wurden doch Motore mit 10000 Umdrehungen in der Minute festgestellt.

Man kann hinsichtlich der Wirkung zwei Hauptgruppen unterscheiden.

Die 1. Gruppe legt Wert auf möglichst große angesaugte Luftmenge und vernachlässigt dabei die Saughöhe. Dazu gehören alle Apparate mit gebläseartiger Ausführung (Apparat III, V).

Die 2. Gruppe vereinigt möglichst große angesaugte Luftmenge mit möglichst großer Saughöhe. Diese Sauger besitzen meist zweistufige Gebläse mit Lauf- und Leiträdern und Turbinenbeschaufelung (Apparat I, II und IV).

Die Versuchsanordnung geht aus Abb. 1 hervor.

Da es schwierig ist, bei rein praktischen Entstaubungsprüfungen einheitliche Versuchsgrundlagen zu schaffen, wurde

der am Reinigungsmundstück wirksame Unterdruck als Grundlage der Beurteilung gewählt, weil die tatsächliche Entstaubungsleistung in erster Linie durch diese Größe bestimmt ist. Da aber der Unterdruck seinerseits von der angesaugten

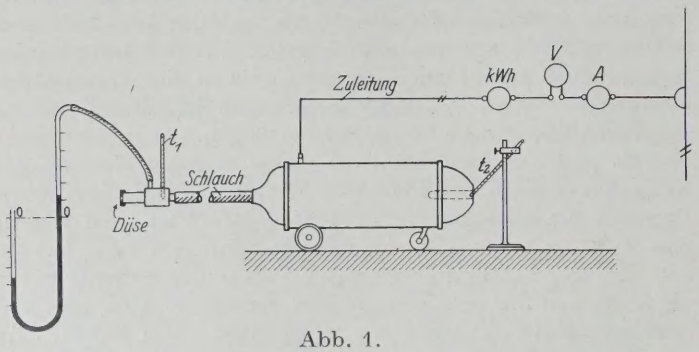



Abb. 1.

Luftmenge abhängig ist, wurde diese bei verschiedenen Düsenöffnungen gemessen und dabei die Wirbelbildung durch Fortlassen des Mundstückes ausgeschaltet.

× Luftmenge in m³/h = Leistung in mkg/h: sowie der spezifische Energieverbrauch in Watt/mkg/sec.

Die Ergebnisse sind in den Abb. 2 bis 4 zeichnerisch ausgewertet worden. Während in den Abb. 2 und 3 die Saughöhen, Luftmengen, Temperaturen und der Stromverbrauch in Abhängigkeit voneinander auf die Düsenöffnungen bezogen worden sind, wurde in Abb. 4 der Unterdruck als Funktion der angesaugten Luftmenge dargestellt.

Aus Abb. 3 ist zu ersehen, daß der Sauger IV die anderen Apparate bei kleineren Luftmengen bei weitem übertrifft, wei er viel größeren Unterdruck erzeugt. Nur bei ganz großen Luftmengen, wie sie bei sehr geringer Drosselung außerhalb des Arbeitsbereichs, also in praktisch nicht vorkommenden Fällen erhalten wurden, sind die Sauger I bis III überlegen.

Um die vorstehenden Ergebnisse noch schärfer abgrenzen zu können, wurden anschließend Versuche zur Feststellung des praktisch in Betracht kommenden Arbeitsbereichs durchgeführt. Wird nämlich das Mundstück auf ein Polster richtig aufgesetzt, so daß seine Kante ringsum gut aufliegt, so wird die angesaugte Luftmenge stark gedrosselt, wird es dagegen

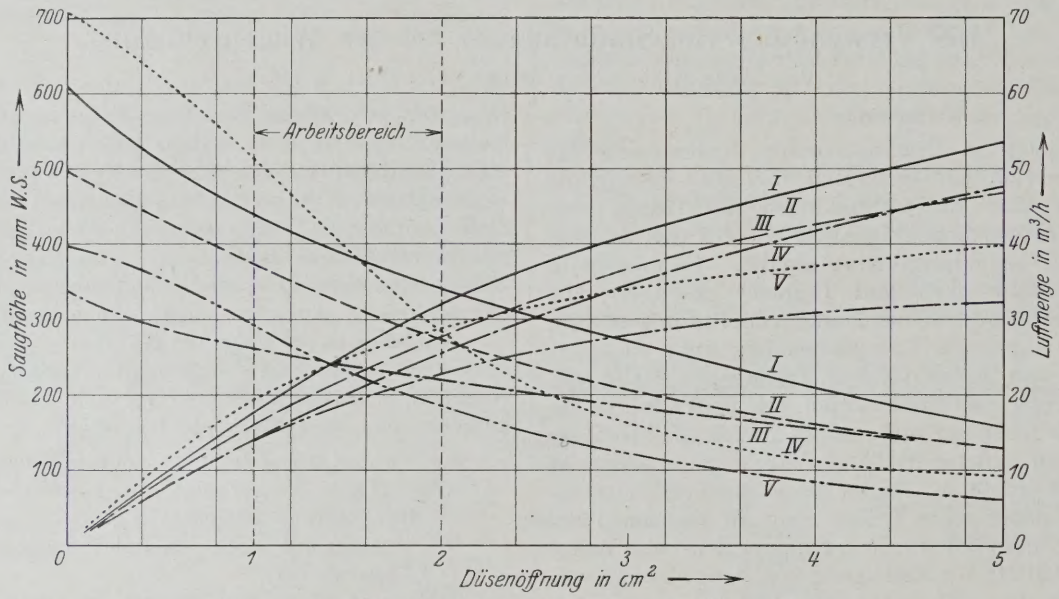



Abb. 2. Beziehung zwischen Saughöhe und Düsenöffnung.

Durch diese Versuche konnte zunächst der Zusammenhang zwischen Saugleistung und Unterdruck bei den verschiedenen Düsenöffnungen von 0 bis zu 500 mm² festgestellt werden. Daran schlossen sich weitere Untersuchungen, durch die der günstigste und in der Praxis am häufigsten vorkommende Arbeitsbereich ermittelt wurde.

Bei allen Apparaten wurde festgestellt, daß nach etwa 1 Stunde der Beharrungszustand erreicht war.

Gemessen wurden:
die Spannung und Stromstärke, der Stromverbrauch, die Temperatur der eintretenden Luft nahe der Düse, die Temperatur der austretenden Luft unmittelbar hinter dem Kollektor und die Saughöhe bei 16 verschiedenen Luftmengen, die durch verschieden große Düsen erzeugt wurden.

Berechnet wurden:
die geförderte Luftmenge bei den verschiedenen Düsenquerschnitten nach der Formel:

$$V_{sec} = \mu \cdot F \sqrt{\frac{2\,gh}{\gamma}} = m^3/sec$$

wobei: $\mu$ = Ausfluß(Einström)koeffizient = 0,6, F = Querschnitt in m², $\gamma$ = 1,29, h = mm Wassersäule einzusetzen war; die Leistung nach der Formel: Unterdruck in mm Wassersäule

schief aufgesetzt oder abgehoben, so strömt die Luft fast oder ganz ohne Drosselung ein. Bei der Führung von Hand ändert sich die Auflage fortwährend. Aus einer Reihe von Versuchen wurde als Endergebnis festgestellt, daß der normale Arbeitsbereich zwischen 100 und 200 mm² Düsenöffnung liegt.

Nach Abschluß dieser Laboratoriumsversuche wurden vier von den fünf Apparaten in dem gleichen Abteil, dessen Polster vor jedem Versuch mit der gleichen Menge Staub künstlich bestaubt waren, auf die in der Stunde geförderte Staubmenge mit folgendem Ergebnis untersucht:

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|
| Apparat Nr. | Geförderte Staubmenge in g/h | Watt-verbrauch im Mittel | Staubmenge in g pro Wattstunde | Oberfläche des Staubbehälters in qm |
| II | 520 | 178 | 2,92 | 0,09 |
| III | 475 | 165 | 2,87 | 0,09 |
| IV | 600 | 280 | 2,14 | 0,1 |
| V | 468 | 148 | 3,16 | 0,3 |

Legt man die Werte der Spalte 4 zugrunde, so ist der Sauger V am wirtschaftlichsten, weil er pro Wh die größte

Staubmenge fördert. Bei dem geringen überhaupt in Frage kommenden Stromverbrauch (Spalte 3) jedoch spielt der spezifische Verbrauch keine große Rolle, zumal die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft vielfach Ausnahmetarife für elektrische Arbeit hat. Es ist vielmehr größerer Wert auf die absolute Staubmenge, die in einer Stunde gefördert wird, zu legen. Unter Berücksichtigung dieses Faktors läßt der Sauger IV alle anderen hinter sich.

### Wirtschaftlichkeit.

Das Ergebnis beider Versuchsarten kann dahin zusammengefaßt werden, daß der Staubsauger IV am geeignetsten für den Eisenbahnbetrieb ist. Es tritt jedoch seiner allgemeinen Einführung eine Schwierigkeit entgegen. Während nämlich das für die eingangs geschilderte Entstäubungsvorrichtung notwendige Preßluftnetz wohl auf allen Abstellbahnhöfen für Bremsprüfzwecke vorhanden ist, fehlt auf den meisten das notwendige, weit verzweigte elektrische Leitungsnetz mit den vielen erforderlichen Steckdosen. Durch die Erstellung dieses Netzes wird die Rentabilität der Staubsauger unter Umständen in Frage gestellt.

Zu berücksichtigen ist ferner noch, daß es infolge der größeren Handlichkeit der elektrischen Apparate gelang, die Stückzeit, die 1913 = 28 Minuten für ein Abteil betrug, im Jahre 1928 auf 21 Minuten herabzusetzen.

Um sich von dem Starkstromnetz unabhängig zu machen, wurde der Lieferfirma des Saugers IV der Auftrag gegeben, einen gleichen Apparat für 24 Volt Spannung zu konstruieren. Den Überlegungen des Verfassers einen Staubsauger für 24 Volt konstruieren zu lassen, lag der Gedanke zugrunde, den Apparat, um lange Zuleitungen zu vermeiden, an die Batterie des zu reinigenden Wagens anzuschließen.

Die die reinen Speicherwagen immer mehr verdrängenden „Maschinenwagen" besitzen eine Batterie von 210 Amph Kapazität bei 24 Volt Normalspannung. Nach den hier gemachten Erfahrungen, die sich auf mehrere Jahre erstrecken, kommen erschöpfte Batterien immer seltener vor und zwar in dem Maße, in dem die Riemenfrage ihrer Lösung entgegen geht, so daß irgendwelche Bedenken wegen der Stromentnahme nach dieser Richtung heute kaum noch bestehen. Es galt also in erster Linie festzustellen, ob die Stromentnahme einer normalen Batterie auf die Dauer schädlich sein könnte und ob es bei dem zur Verfügung stehenden verhältnismäßig geringen Raum gelingen würde, einen Motor zu bauen, der die an ihn zu stellenden Bedingungen erfüllen konnte.

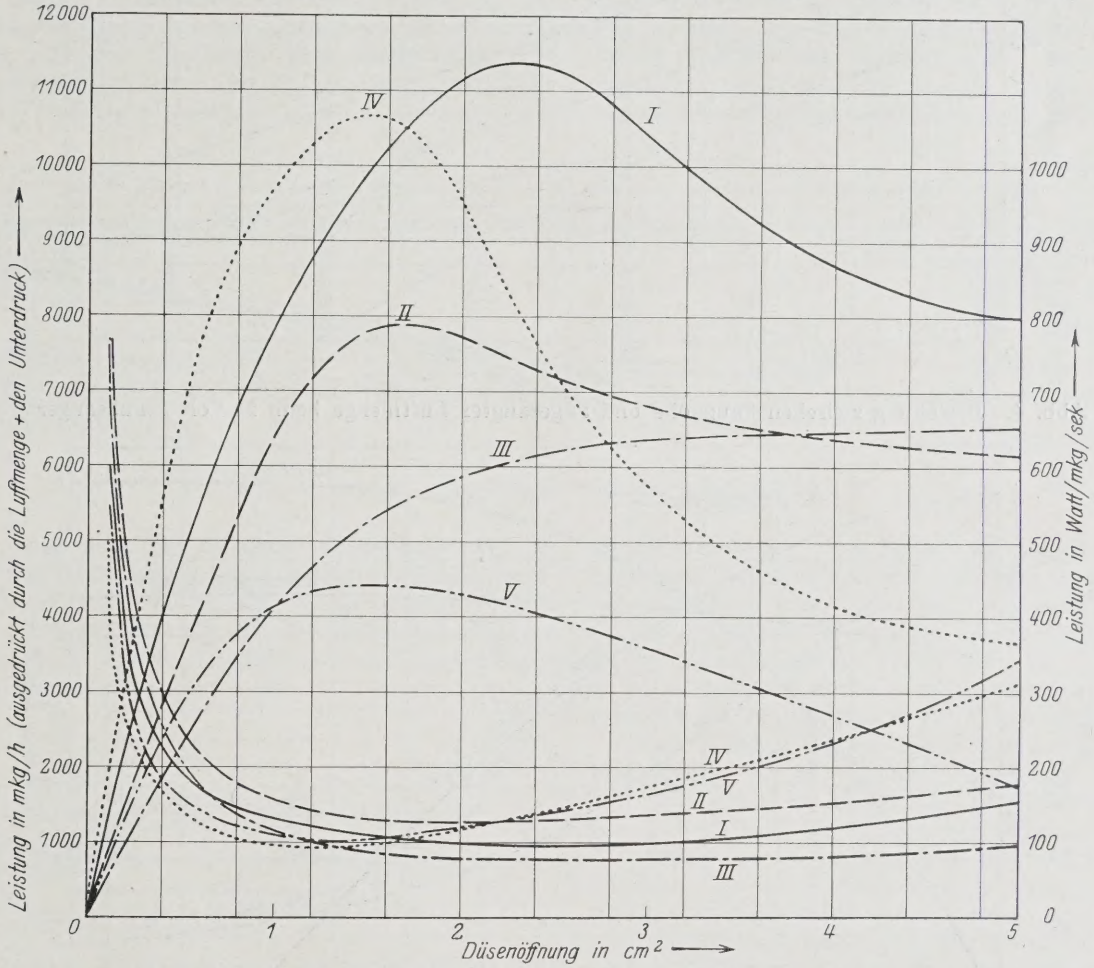



Abb. 3. Beziehung zwischen Saugleistung und Düsenöffnung.

Die seit etwa einem Jahre durchgeführten Versuche sind nach anfänglichen Fehlschlägen gut gelungen, so daß nach Auffassung des Verfassers die allgemeine Einführung sich empfiehlt.

Die mit der Versuchsanordnung (Abb. 1) gewonnenen Versuchsergebnisse sind in Abb. 4 und 5 wiedergegeben.

Ein Vergleich mit den entsprechenden Kurven der anderen Apparate ergibt, daß sich die Verhältnisse durch die Wahl der niedrigeren Spannung nicht wesentlich geändert haben. Die geringen vorhandenen Abweichungen sind auf den etwas kleineren Motor zurückzuführen (im Mittel 215 W), wodurch die Saughöhe und die angesaugte Luftmenge etwas geringer werden; trotzdem ist der Leistungsverlust so klein, daß er durch die anderen dafür eingetauschten Vorteile bei weitem überwogen wird.

Voraussetzung für die Anwendung ist, daß die Batterie vor Ingebrauchnahme auf ihren Ladezustand untersucht wird,

was ja an sich bei jedem Stillager der Wagen zu erfolgen hat, und daß bei festgestellter Erschöpfung entweder das Absaugen ausgesetzt oder wie in Frankfurt nach Einsetzen einer Reservebatterie ausgeführt wird.

Wenn die Dynamomaschine steht und die Lampen in Sparschaltung brennen, sind bei laufendem Staubsauger die angenommen werden, daß der Staubsauger in jedem vierachsigen Wagen rund 1,5 h läuft. Am stärksten belastet ist dann die Batterie des AB4ü bei einer Nachtreinigung mit 33,0 Amph.

Da sich aber an die Nachtreinigung in der Regel ein Tageslauf des betreffenden Wagenparks anschließt, ist die Strom-

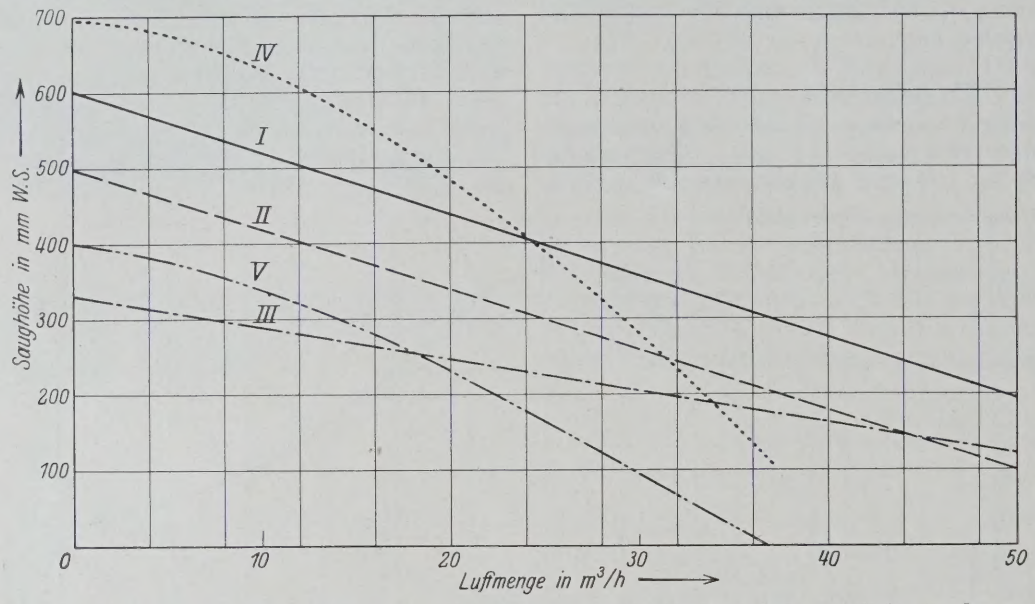



Abb. 4. Beziehung zwischen Saughöhe und angesaugter Luftmenge beim 24 Volt Staubsauger.

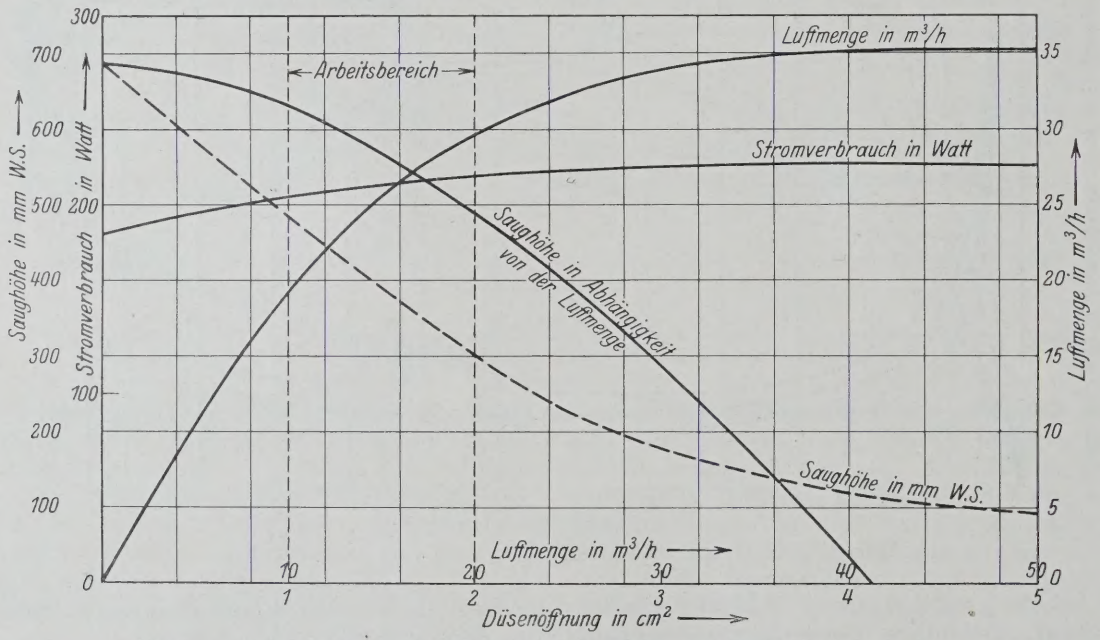



Abb. 5. Versuchsergebnisse mit einem Staubsauger für 24 Volt Spannung.

Batterien belastet: in einem AB4ü, ABC4ü, B4ü und BC4ü Wagen mit je 22 Amp. bei einer Kapazität von 220 Amph bei zehnstündiger Entladung und 180 Amph bei fünfstündiger Entladung; bei einem B-Wagen mit 14 Amp. bei einer Kapazität von 100 Amph bei zehnstündiger Entladung und 91 Amph bei fünfstündiger Entladung.

Die Stückzeit zum Entstauben eines Abteils mit elektrischem Staubsauger beträgt in Frankfurt 12 Minuten. Die Gesamtdauer bei sieben Abteilen 84 Minuten. Es kann also entnahme unbedenklich. Genau so wenig Bedenken hat die Entnahme von 15 Amph bei einer Tagesreinigung, wenn darauf ein Nachtlauf des Wagenzuges folgt.

Die Stromkosten für den Strom aus der Speicherbatterie sind mit etwa 0,26 für die kWh anzusetzen. Die Gegenüberstellung der Betriebskosten zeigt, daß der 24 Volt-Staubsauger trotz des teuereren Stromes bedeutend billiger arbeitet, als der an das Leitungsnetz angeschlossene Staubsauger für 110 oder 220 Volt.

## Umbau starrer Drehscheiben in Gelenkdrehscheiben.

Von Reichsbahnrat **Gräfe**, Limburg (Lahn).

In Heft 23/1929 des „Organs" hat Herr Vizepräsident Niemann in Magdeburg die Notwendigkeit begründet, warum die Deutsche Reichsbahn jetzt und in späteren Jahren gezwungen ist, veraltete Drehscheiben durch Verlängerung und

Erhöhung der Tragfähigkeit weiterhin verwendbar zu machen. Er hat auch an einem Beispiel gezeigt, wie ein solcher Umbau vorgenommen werden kann. Die Ausführung dürfte aber nur in wenigen Fällen möglich sein, weil sich die Anschluß- und Strahlengleise wohl nur selten um die 240 mm heben lassen, die durch den aufgesetzten Breitflanschträger nötig sind. Außerdem dürften die auf den steilen Strahlengleisen vor dem Lokomotivschuppen abgestellten Lokomotiven leicht in Bewegung geraten, wenn die Bremse unbedacht gelöst wird und dadurch können Menschen und Bauwerke gefährdet werden. Außerdem dürfte der um 1,1 m frei überhängende Breitflanschträger durch die starken Auffahrstöße starke Durchbiegungen erfahren und bald Anbrüche erhalten. Ich möchte hier auf eine andere Ausführung aufmerksam machen, die nicht teurer wie die Niemannsche Lösung ist, die aber den Vorteil bringt, daß die umgebaute 16 m Drehscheibe eine neuzeitliche Gelenkdrehscheibe von 18,5 m Länge und 220 t (Lastenzug E) Tragfähigkeit wird.

Die Kopfträger werden verstärkt. Die Laufräder erhalten neue Achsen aus Stahl und neue Rollenlager. Dadurch und durch das Gelenk erhalten die Drehscheiben die große Tragfähigkeit. Der Antrieb erfolgt elektrisch vermittels eines Vorgeleges auf ein Laufrad. Der Handantrieb ist mit dem elektrischen Antrieb vereinigt. Der Zahnkranz der alten Drehscheibe fällt fort und da die Laufräder um 1,25 m hinausrücken, so muß ein neuer Laufkranz verlegt werden. Falls mit dem alten Elektromotor die verlängerte Drehscheibe zu langsam laufen sollte, empfiehlt es sich, einen stärkeren Elektromotor aufzubringen, damit 50 bis 60 m/Min. Umfangsgeschwindigkeit erreicht werden.

Nach diesem Umbau werden die alten starren 16 m Drehscheiben neuzeitliche 18,5 m-Gelenkdrehscheiben von 220 t Tragfähigkeit. Sie können überall eingebaut werden und sind ebenso haltbar und gebrauchsfähig wie neue 20 m-Drehscheiben. Dabei sind die Kosten gering. Sie betragen für den maschinentechnischen Teil etwa $^1/_3$ der Kosten einer neuen

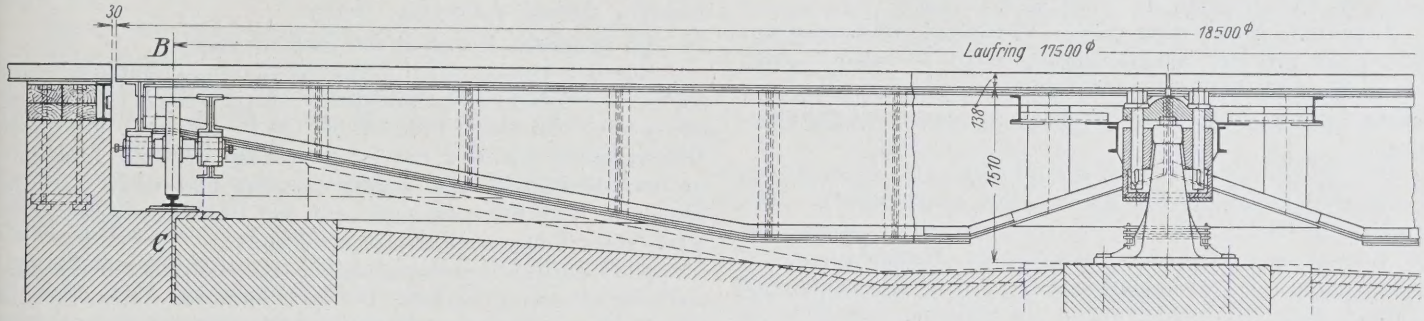



Abb. 1. Eingebautes Paßstück mit Gelenk.

Die alte, sonst noch gut erhaltene Drehscheibe wird in der Mitte senkrecht zur Längsachse autogen durchgeschnitten. Zwischen beide Hälften wird ein mit Gelenk versehenes Paßstück von der Länge, um die die Drehscheibe verlängert werden soll, eingebaut, das der Tragfähigkeit nach Lastenzug E oder N entsprechend konstruiert wird.

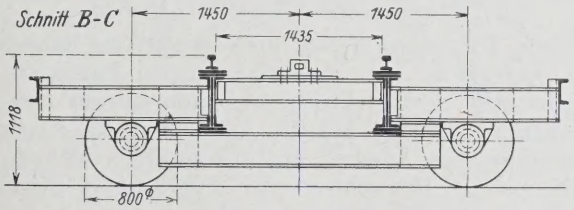



Abb. 2. Verstärkter Kopfträger mit verstärkten Achsen und neuen Rollenlagern.

Die Langträger der alten 16 m-Drehscheiben sind für diese Belastung stark genug. Der Königstuhl wird weiter verwendet; er bekommt durch das eingebaute Gelenk nur die halbe Last.

20 m-Drehscheibe. Die Kosten für die Bauarbeiten sind je nach dem Baugrund verschieden, aber deswegen billiger wie bei einer neuen Grube, weil das Fundament für den durch das Gelenk entlasteten Königstuhl und die Stammgrube fast bis an den alten Laufkranz erhalten bleibt.

Die Ersparnis dürfte maschinentechnisch 25000 $\mathcal{RM}$ und bautechnisch mindestens 10000 $\mathcal{RM}$ betragen.

Den gleichen Umbau kann man an einer starren 20 m-Drehscheibe auf 23 m Länge vornehmen. Die Verstärkung läßt sich hier bis auf Lastenzug N durchführen. Die Ersparnis ist im Verhältnis die gleiche wie bei der 16 m-Drehscheibe.

Ferner ist es ratsam, alte starre 16 und 20 m-Drehscheiben, die an anderen Stellen ohne eine Verlängerung wieder eingebaut werden sollen, vorher mit Gelenk- und Kopfträgerverstärkung und mit Laufrollenlagern zu versehen, weil bei den Gelenkdrehscheiben die Unterhaltungskosten wesentlich billiger sind und weil sie nicht so häufig außer Betrieb gesetzt werden müssen wie starre Drehscheiben.

An der Ausarbeitung von Entwürfen haben sich die Firmen: Maschinenfabrik Josef Vögele in Mannheim, Maschinenfabrik Deutschland in Dortmund und Bamag-Meguin Akt.-Ges. in Berlin beteiligt.

## Das Eisenbahnwesen auf den Internationalen Ausstellungen in Lüttich und Antwerpen.

Von Dr. Ing. **Ludwig Schultheiß**, Regensburg.

Unser Nachbarstaat Belgien ist in diesem Jahre mit zwei Ausstellungen größten Ausmaßes hervorgetreten: Antwerpen und Lüttich. Von verschwindenden Ausnahmen abgesehen, dient die Ausstellung Lüttich ausschließlich der Technik und dem Verkehr, Antwerpen ist mehr den schönen Künsten, der Schiffahrt, den Kolonien und den Bedürfnissen des täglichen Lebens gewidmet. Trotzdem sind auch hier in verschiedenen Hallen zerstreut eisenbahntechnische Errungenschaften zu sehen, weitaus der größte Teil ist aber in den Riesenhallen der Lütticher Ausstellung untergebracht.

### 1. Die Ausstellung in Lüttich.

Auf eisenbahntechnischem Gebiet sind in der Hauptsache vertreten die Länder: Belgien, Frankreich, Italien und deren Kolonien. Untergebracht sind die Erzeugnisse in der großen Halle für Transportwesen, auf dem Freigelände nebenan und

in den Sonderhallen der einzelnen Staaten. Deutschland fehlt leider auf dem Gebiet des Eisenbahnwesens vollständig. Das gleiche gilt für England.

### a) Dampflokomotiven.

Die Belgische Nordbahn hat ausgestellt: Eine Schnellzuglokomotive mit der Achsanordnung 1 D mit vier Zylindern in Verbundanordnung und Anfahr-Umschalt-Vorrichtung. Sie ist geliefert von der Société Cocquerill in Seraing. Die Lokomotive kann in der Ebene Züge von 600 t Gewicht mit 85 km/h Geschwindigkeit befördern. Der Dampfdruck beträgt 16 kg/cm², die Zugkraft bei Verbundwirkung 17,1 t, bei Zwillingswirkung 23,4 t; Dienstgewicht 84 t, Triebraddurchmesser 1,55 m.

Eine etwas größere Vierzylinderlokomotive mit der Achsanordnung 2 C 1 für Expreßzüge befördert 600-t-Züge mit 110 km/h Geschwindigkeit. Zugkraft bei Verbundwirkung 15,9 t, bei Zwillingswirkung 21,7 t; Kesseldruck 16 kg/cm², Dienstgewicht 97,5 t, Triebraddurchmesser 1,9 m. Hersteller: Ateliers de Construction du Nord de la France.

Außerdem sind noch zwei Vierzylinder-Personenzuglokomotiven mit der Achsanordnung 2 B 1 zu sehen. Zugkraft 10,9 und 14 t bei Verbundwirkung, Dampfdruck 16 kg/cm², Dienstgewicht 83,5 und 90 t. Hersteller Ateliers metallurgiques, Tubize.

Die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn hat eine 2 D 1-Vierzylinderlokomotive für Expreßzüge ausgestellt*). Die Maschine ist ebenso wie die meisten anderen Lokomotiven mit Speisewasservorwärmer, elektrischer Beleuchtung mit Turbodynamo und Druckluftsandstreuern ausgerüstet, und befördert Züge von 800 t auf 8 ‰ Steigung mit 80 km/h Geschwindigkeit. Der Führerstand befindet sich auf der linken Seite. Zur Messung des Dampfdrucks im Kessel und in den Zylindern dient ein Instrument, das zwecks Platzersparnis schräg übereinander vier Skalen enthält. Dampfdruck 16 km/cm², Leistung 2500 PS, Zugkraft 14 t, Dienstgewicht 116,4 t, Reibungsgewicht 74 t, Triebraddurchmesser 1,8 m. Hersteller Schneider u. Co., Creusot.

Die Französischen Staatsbahnen sind vertreten mit einer 1 D 1-Zwillingslokomotive für gemischten Dienst. Dampfsteuerung nach Bauart Renaud, Überhitzer Bauart Houlet. Die Maschine besitzt eine große Feuerbrücke, Zentralschmierung und elektrische Beleuchtung mit Turbodynamo. Dampfdruck 14 kg/cm², Zugkraft 22,8 t, Dienstgewicht 86,9 t, Triebraddurchmesser 1,65 m. Sie befördert Personen- und Güterzüge von 1200 t Gewicht mit 50 km/h und Schnellzüge von 350 t Gewicht mit 100 km/h. Hersteller ist ebenfalls Schneider u. Co., Creusot.

Die Französischen Westbahnen haben ausgestellt:

1. Eine Vierzylinder-Schnellzuglokomotive mit Verbundwirkung zur Beförderung von Zügen von 700 t Gewicht mit 110 km/h, Dampfdruck 17 kg/cm², Dienstgewicht 115 t. Die Maschine besitzt einen Abdampfinjektor.

2. Eine Nebenbahnlokomotive 1 C 1 mit zwei Zylindern und einfacher Expansion für Züge von 350 t Gewicht, Höchstgeschwindigkeit 80 km/h, Dampfdruck 13 kg/cm², Dienstgewicht 78 t.

3. Eine Vorortzuglokomotive mit drei Zylindern für Züge von 500 t Gewicht, Höchstgeschwindigkeit ebenfalls 80 km/h, einfache Expansion, Dampfdruck 14 kg/cm², Dienstgewicht 107 t.

Die vorstehend aufgeführten Lokomotiven besitzen sämtlich Schlepptender. Die einzige vorhandene Tenderlokomotive stammt von den Elsaß-Lothringischen Bahnen, Achsanordnung 2 C 2, vier Zylinder in Verbundwirkung. Die Maschine befördert Züge von 450 t mit 100 km/h, besitzt Speisewasservorwärmung, Zentralschmierung und den bereits erwähnten Dampfdruckmesser mit vier schräg übereinander liegenden Skalen. Dampfdruck 16 kg/cm², Zugkraft 16,3 t, Dienstgewicht 121,7 t. Hersteller Comp. Gén. de Construction de Locomotives Batignolles-Châtillon in Nantes.

Die Société Anonyme de fer Vicinaux hat eine sehr interessante Lokomotive „Articulée" Bauart Brevet-Garrat mit hoher Zugkraft für Gleisbögen von 30 m Halbmesser ausgestellt. Sie besteht aus zwei dreiachsigen Triebgestellen, die durch den Kessel mit Führerstand und Nebeneinrichtungen verbunden sind. Der Aufbau ist vollkommen symmetrisch, so daß die Lokomotive bei Wechsel der Fahrtrichtung nicht ausgedreht zu werden braucht. Die Gesamtlänge der Maschine beträgt 14,5 m, die Spurweite 1 m. Dienstgewicht 60 t. Hersteller Société de St. Leonard, Lüttich.

Die Italienischen Staatsbahnen sind mit einer 1 D-Zweizylinder-Dampflokomotive mit Caprotti-Steuerung vertreten. Dampfdruck 12 kg/cm², Zugkraft 15 t, Höchstgeschwindigkeit 75 km/h, Dienstgewicht 72 t. Hersteller Fabrik Ansaldo Societa Anonyma, Genua.

An kleineren Lokomotiven sind zu sehen:

Eine 2 C-Personenzuglokomotive und eine feuerlose Lokomotive der Société de Lamineuse in Lüttich, sowie eine Diesellokomotive von Deutz von 100 bis 110 PS Leistung und einem Dienstgewicht von 18 t. Sie ist das einzige deutsche Erzeugnis in der Riesenhalle für Transportwesen und dient zur Beförderung von Personenzügen auf der Bahnlinie Maeseyck—Lanaeken—Tongres—Rocourt in Belgien.

Die französischen Bahngesellschaften betreiben neuerdings auch Kraftwagenlinien. Die Midi-Bahn hat einen Autobus für 27 Personen ausgestellt für den Betrieb auf der Ausflugstrecke von Biarritz am Atlantischen Ozean bis Cerbère am Mittelmeer. Die Linie verläuft entlang den Pyrenäen.

Die PLM. verwendet einen Autobus mit 24 Plätzen auf ihren Alpenstrecken. Auch die Bahnen Elsaß-Lothringens betreiben Kraftwagenlinien mit kleineren Wagen (17 Plätze).

Die Guy-Motors Ltd. in Wolverhampton (England) hat einen sehr eleganten dreiachsigen Trollybus mit 37 Sitz- und 20 Stehplätzen ausgestellt.

### b) Elektrische Lokomotiven.

Obwohl Belgien selbst auf dem Gebiet der Bahnelektrisierung noch nicht hervorgetreten ist, so hat man doch erfreulicherweise dem elektrischen Lokomotivbau bzw. dem elektrischen Bahnbetrieb auf der Ausstellung Raum gegeben. Von den führenden Ländern auf diesem Gebiet fehlen allerdings die Schweiz, Deutschland und Amerika fast vollständig. Am stärksten hat sich Italien beteiligt.

Der Drehstromvollbahnbetrieb ist vertreten durch zwei Lokomotiven, eine Schnellzug- und eine Personen- und Güterzuglokomotive. Die Schnellzuglokomotive (Klasse E 432) besitzt die Achsanordnung 1 D 1 und wurde 1929 erbaut von Breda in Mailand. Sie besitzt zwei Motoren von je 1050 kW Dauerleistung und 3600 Volt Spannung, 16,7 Hertz. Durch Polumschaltung sind vier Geschwindigkeiten erzielbar: 37,5 — 50 — 75 und 100 km/Std. Das Dienstgewicht beträgt 92 t, die Gesamtlänge 13,91 m. Die beiden Motoren sind hoch im Rahmen gelagert und treiben über einen Dreieckrahmen eine Blindwelle an, die ihrerseits durch Kuppelstangen mit vier Triebachsen verbunden ist. Die beiden Triebstangen zwischen Motor und Blindwelle greifen nicht unmittelbar am Stangenkopf der Blindwelle an, sondern über einen Ausgleichhebel. Infolge der erheblichen zu übertragenden Kräfte ist das ganze Triebwerk recht verwickelt aufgebaut, macht einen ziemlich plumpen Eindruck und neigt zweifellos sehr zum Heißlaufen.

Die Güterzuglokomotive (Klasse E 554) ist von der Société costruzione Elettro-Meccaniche Saronno 1929 geliefert worden. Sie besitzt dieselbe Achsanordnung und den gleichen

*) Vergl. Organ 1930, S. 174.

Antrieb wie die Schnellzuglokomotive. Die Dauerleistung der beiden Motoren beträgt je 1000 kW. Die Geschwindigkeit ist durch Polumschaltung nur in zwei Stufen 25 und 50 km/Std. regelbar. Dienstgewicht 76 t, Gesamtlänge zwischen Puffer 10,8 m. Auf der Lokomotive ist ein mit Öl geheizter Dampfkessel zur Erwärmung des Zuges untergebracht.

Mit Ausnahme des Antriebs sind die beiden vorerwähnten Drehstromlokomotiven recht einfach aufgebaut. Dies gilt insbesondere auch für den Führerstand. Den meisten Platz im Innern der Lokomotive nimmt der Polumschalter in Anspruch. Er erstreckt sich fast über die ganze Lokomotivlänge.

Das Ministero della Comunicazioni Peronie dello Stato bringt eine Reihe von Zeichnungen der im Betrieb befindlichen Gleichstromlokomotiven für 3000 Volt Fahrdrahtspannung. Die 2 C 2-Schnellzuglokomotive der Klasse E 326 besitzt Westinghouseantrieb mit Doppelmotoren. Die sechs Motoren leisten zusammen dauernd 2500 kW. Die Maschine ist für eine Höchstgeschwindigkeit von 140 km/Std. gebaut. Der Achsdruck der Treibachsen beträgt 20 t, das Gesamtgewicht 108 t.

Die C + C-Personenzuglokomotive der Reihe E 626 ist mit Tatzlagermotoren ausgerüstet. Die Gesamtdauerleistung der sechs Motoren beträgt 2500 kW, die Höchstgeschwindigkeit der Maschine 80 km/Std., das Gesamtgewicht 90 t.

Die Paris-Orleansbahn hat eine Gleichstromlokomotive für Personen- und Güterzüge ausgestellt. Fahrdrahtspannung 1500 Volt, Achsanordnung B + B. Die Maschine hat vier Tatzlagermotoren und befördert Personenzüge von 600 t Gewicht mit 90 km/h und Güterzüge von 1200 t Gewicht mit 55 km/h. Das Innere der Lokomotiven ist geräumig, wie bei jeder mit Tatzlagermotoren ausgerüsteten Lokomotive. Die einzelnen Apparate und Geräte sind zu beiden Seiten des Mittelganges angeordnet. Die Widerstände zur Geschwindigkeitsreglung beanspruchen den meisten Platz. Der Führerstand ist einfach und übersichtlich. Statt des sonst üblichen Steuerrades ist nur ein Segment vorgesehen.

Weiter hat die Paris-Orleansbahn das Modell einer 2 D 2-Gleichstromlokomotive mit Buchliantrieb ausgestellt. Die Fahrdrahtspannung beträgt 1500 Volt. Die vier Motoren leisten zusammen 3200 PS. Die Maschine ist in der Lage in der Ebene einen 793 t schweren Zug über eine Strecke von 200 km in 2 Stunden 11 Minuten zu befördern, es entspricht dies einer Reisegeschwindigkeit von über 91 km/Std. Jeder der beiden Stromabnehmer hat zwei Schleifstücke. Da der Fahrdraht doppelt verlegt ist, sind insgesamt acht Stromabnahmestellen vorhanden und bei der erheblichen Stromstärke auch notwendig.

Eine weitere Gleichstromlokomotive der gleichen Gesellschaft für 1500 Volt Fahrdrahtspannung hat Dreieckstangenantrieb. Achsanordnung 2 D 2. Je zwei Motoren arbeiten auf zwei Triebachsen. Die Zahl der Motoren und Triebachsen ist demnach gleich groß, so daß ebensogut Einzelantrieb hätte angewendet werden können.

### c) Wagen.

Zahlreich vertreten sind auch die Wagen und zwar sowohl die Personen- als auch die Güterwagen für Sonderzwecke.

Bei den Personenwagen 1. und 2. Klasse ist bemerkenswert, daß in den meisten Fällen die Sitze in Schlafplätze umgewandelt werden können. Teilweise ist diese Maßnahme auch bei den 3. Klassewagen vorgesehen. Bei fast allen Wagen sind auch die Sitze der 3. Klasse gepolstert. Alle Wagen sind mit elektrischer Beleuchtung versehen. Stromerzeugung durch Dynamo unter dem Wagen herrscht vor. Nur die Wagen der italienischen Bahnen besitzen reine Batteriebeleuchtung. Die meisten Wagen sind aus Stahl gefertigt und besitzen glatte Oberfläche, der äußere Eindruck wird dadurch günstig beeinflußt. Ein Nachteil ist, daß fast alle Wagen noch blanke Messingbeschläge aufweisen, die dauernd geputzt werden müssen. Besondere technische Fortschritte sind sonst nicht zu bemerken. Nur ein einziger Wagen verfügt über eine besondere Vorrichtung zum Öffnen und Schließen der Fenster durch Hebelübersetzung. Vorrichtungen mit Kurbeln nach Art der Kraftwagen sind nirgends vorhanden.

Die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn hat einen Salonwagen mit vier Abteilen und einen 1. Klassewagen ausgestellt. Die Türen nach dem Gang besitzen keine Fenster. Die Sitze sind mit grauem Filz überzogen, der Boden ist mit Plüsch belegt. Sämtliche Sitze sind in Schlafplätze umwandelbar. Der Wagen läuft auf Rollenlagern und ist auf der Außenseite rot und schwarz lackiert.

Ein Wagen mit 2. und 3. Klasse derselben Verwaltung besitzt blaue Polsterung. Die Wandbespannung besteht aus grauem Wachstuch.

Bei den Drehgestell- und den Durchgangswagen der Gesellschaft bildet der Rahmen mit dem Wagenkasten ein einheitliches Tragwerk aus getriebenen Blechtafeln, die durch Nietung und elektrische Schweißung verbunden sind. Die Innenverkleidung ist durch Holzunterlagen von der Außenwand isoliert. Das Gewicht des Wagens beträgt 41,2 t.

Die Paris-Orleansbahn ist mit einem 1. Klassewagen für Expreßzüge vertreten, bei welchen sich die Toilette in der Mitte des Wagens befindet. Der Boden ist vollständig mit Plüsch belegt.

Der 3. Klassewagen derselben Gesellschaft besitzt fünf Plätze in einer Reihe und Mittelgang. Die Rücklehnen sind aus Sperrholz gefertigt, der Boden ist mit Holzterrazzo belegt. Er besitzt 100 Sitzplätze und ist für elektrische Heizung mit 1500 V eingerichtet.

Die französischen Staatsbahnen zeigen einen Ausschnitt aus dem Pullman-Wagen der Strecke Cherburg—Havre mit Einzelsitzen und eigenem Gepäckraum. Jeder zweite Wagen besitzt eine eigene Küche. Die Beschläge sind vernickelt. Der 2. Klassewagen ist der einzige vorhandene Wagen, der über eine Vorrichtung zum Öffnen der Fenster mit Hilfe eines Hebels verfügt. Die Wände sind mit Kunstleder überzogen. Der 3. Klassewagen macht einen wenig eleganten Eindruck. Die Wände bestehen aus naturfarbig lackiertem Holz, die Polsterung der Sitze ist grau, der Boden ist mit Linoleum belegt.

Der 2. Klassewagen der belgischen Nordbahn ist ebenfalls ganz in Grau gehalten. Er besitzt einen Mittelgang. Die Toilette liegt in der Mitte.

Fast alle französischen Wagen sind mit Lagern der Soc. gén. Isotherme in Brüssel ausgerüstet, die sich sehr gut bewährt haben sollen. Sie sind nach Art der Ringschmierlager gebaut, mit dem Unterschied, daß das Öl nicht durch einen Ring sondern durch einen an der Stirnfläche des Wellenstumpfes angebrachten Schöpfer dauernd nach oben befördert wird.

Die Italienischen Staatsbahnen zeigen je einen Durchgangswagen 1., 2. und 3. Klasse. Äußerlich sind die Wagen vollkommen gleich. Sie sind aus Stahl gebaut und haben glatte Oberfläche. In der 1. Klasse ist roter Plüsch verwendet. Die Wände sind mit gepreßtem Leder überzogen. In der 2. Klasse ist der Plüsch grau. Die Wandverkleidung besteht aus brauner Preßpappe. In der 3. Klasse befinden sich gut geformte Holzsitze, die Wände sind mit Kunstleder bespannt.

Güterwagen für Sonderzwecke sind in reicher Auswahl vorhanden. Besonders eigenartig mutet ein aus vierachsigen Wagen gebildeter Baggerzug an, der zur Verwendung auf zweigleisigen Bahnen bestimmt ist. Auf dem ersten Wagen ist senkrecht zur Gleisachse ein Löffelbagger angebracht, der die Bettung des Nachbargleises abhebt und über ein Schräg-

band in eine Trommel schüttet, die sich auf demselben Wagen befindet. Hier werden die feinen Teile ausgesiebt. Auf dem zweiten Wagen befindet sich ein weiteres Förderband, welches das gesiebte Bettungsgut in einen flachen auf dem 3. Wagen befindlichen Kasten leitet, der über dessen ganze Länge verschiebbar ist. Mit Hilfe dieses Kastens wird das Bettungsgut über die ganze Wagenlänge gleichmäßig verteilt und seiner weiteren Verwendung zugeführt. In dem vierten Wagen befindet sich die Maschinenanlage mit Benzindynamo zur Erzeugung der elektrischen Kraft zum Betrieb des Baggers, der Siebtrommel und der Förderbänder. Die Anlage ist gebaut von der Société anonyme d'entreprises Drouard frères, Paris und für die französische Nordbahn bestimmt.

Für die gleiche Verwaltung gebaut ist ein Schienentransport- und Verlegewagen. Er besteht aus zwei Drehgestellen, die durch einen mächtigen Träger verbunden sind. Zu beiden Seiten dieses Trägers liegen die Schienen von 24 m Länge. Sie werden durch vier elektrisch betriebene ausschwenkbare Krane abgelegt. Der Wagen verlegt 200 m Gleis in einer Stunde. Die Benzindynamo zur Erzeugung des Stromes zum Betrieb der Kranen ist oben auf dem Träger aufgebaut.

Außerdem ist noch zu sehen ein Sonderwagen für Behälter von verschiedener Form, ein 50-t-Selbstentladewagen für Mineralien mit 52 $m^3$ Fassungsraum, verschiedene Kesselwagen und kleinere Selbstentlader für verschiedene Zwecke.

d) Sonstige Einrichtungen.

Von den Betriebsmitteln ist noch erwähnenswert ein fahrbares Unterwerk für 2500 kVA Leistung, das sowohl für den Bahnbetrieb, als auch für allgemeine Zwecke verwendet werden kann. Es besteht aus einem mit außenliegender Röhrenkühlung versehenen Transformator, den Hoch- und Niederspannungsschaltapparaten und den notwendigsten Meßgeräten. Das größte Übersetzungsverhältnis beträgt bei 42 Hertz 66/6,4, bei $16^2/_3$ Hertz 523/42.

An Einrichtungen für den elektrischen Bahnbetrieb sind weiter vorhanden: Eine Reihe von Bildern der Streckenausrüstung. Sie zeigen sämtlich die bekannte Anordnung mit einem Rohrmast in der Mitte und Auslegern nach beiden Seiten. Diese Anordnung wird auch in Bahnhöfen mit mehreren Gleisen beibehalten. Es sind hier Ausleger von ganz erheblicher Länge anzutreffen.

Auch die französischen Bahnlinien zeigen verschiedene Bilder der Streckenausrüstung, Unterwerke und Hochspannungsspeiseleitungen französischer Bahnlinien.

Das Unterwerk Mohon in den Ardennen ist als Freiluftanlage gebaut. Der Strom wird mit einer Spannung von 120 kV zugeführt. Ebenso ist auch das Unterwerk Chaingy als Freiluftanlage errichtet. Die Speiseleitung wird hier mit 90 kV Spannung betrieben. Von den Marokkanischen Eisenbahnen sind ebenfalls einige Bilder vorhanden. Die 80 km lange Strecke zwischen Casablanca und Kourgha wird mit Gleichstrom von 3000 V Spannung betrieben. Die Chemin de fer de undi hat Bilder der Transpyrenäischen Linie von Latour de Carol nach Spanien ausgestellt, die mit Einphasenstrom von 10500 kV betrieben wird.

Die Österreichischen Bundesbahnen sind mit einer Reihe graphischer Darstellungen über die Betriebsverhältnisse der elektrisch betriebenen Bahnlinien vertreten. Aus diesen ist ersichtlich, daß bis jetzt 750 km Streckenlänge für den elektrischen Betrieb eingerichtet sind. Der gesamte Stromverbrauch betrug 1929 120 Mill. kWh. Für 1000 gefahrene Lokomotivkilometer wurden ab Kraftwerk 1200 kWh verbraucht. Die Stromkosten betrugen auf 1000 geförderte Tonnenkilometer 5 sh bei einem Strompreis von 0,09 sh/kWh.

Verschiedenen Zusammenstellungen über die Leistung des elektrischen Bahnbetriebs in Italien ist zu entnehmen, daß im Jahre 1929 10820 Mill. tkm elektrisch gefahren wurden. Der Stromverbrauch betrug hierbei 345,3 Mill. kWh. Auf 1 tkm treffen somit 0,032 kWh.

Die Schwedischen Staatsbahnen zeigen eine Zugbeleuchtungsanlage im Betrieb. Der Stromerzeuger wird von der Wagenachse aus durch eine vollkommen eingeschlossene Kegelradübertragung angetrieben. Störungen durch Schnee und Eis sind hierbei ausgeschlossen. Die Batterie besteht aus 26 Edisonzellen. Die größte zur Verfügung stehende Stromstärke ist 80 Amp. Die Lampenspannung beträgt 24 V. Bei Drehzahlen zwischen 250 und 2700 Umdr./Min. liefert der Stromerzeuger gleichbleibende Spannung. Die Anlage zur Spannungsreglung ist sehr einfach aufgebaut und nimmt wenig Platz weg.

Von den kleineren Einrichtungen für den Eisenbahnbetrieb sind folgende beachtenswert:

Gleisstopfmaschine mit vier Stopfhämmern, die durch Kardangelenke von einem auf dem Gleis verschiebbaren Gleichstrommotor (Stromaufnahme 2,4 kW, 240 V, 10 Amp, 4000 Umdr./Min.) angetrieben werden. Die Einrichtung muß bei Vorüberfahrt eines Zuges jedesmal außer Betrieb gesetzt werden und eignet sich demnach nur für Neubaustrecken. Der Strom wird von einer auf einem Karren aufgebauten Benzindynamo geliefert, der von Hand neben dem Gleis hergeschoben werden muß. Sie ist erbaut von „Bourreuses électriques" Collet, Paris.

Elektrisch angetriebene Schwellenschraubeneindrehmaschine, die nach Art der einräderigen Bettungskarren aufgebaut ist und auf der Schiene vorwärts bewegt wird. Der Gleichstrommotor (240 V, 7 Amp, 4000 Umdr./Min.) ist auf dem vorderen Teil des Karrens angeordnet und treibt durch eine horizontale Welle über ein Schraubenradgetriebe die senkrecht stehende Eindrehspindel an, die sich auf dem rückwärtigen Teil des Karrens befindet. Das Gewicht der ganzen Einrichtung ist gut ausgeglichen, sie ist deshalb verhältnismäßig leicht zu handhaben.

Mechanische Hemmschuhbremse für Rangierzwecke. Sie besteht aus einem Hemmschuh, der sich auf dem Gleis bewegt und außerdem noch an einer etwa 12 m langen, seitlich des Gleises angeordneten Stange geführt ist. Nach Zurücklegung dieses Weges kann der Bremsschuh herausgeklappt werden und geht unter der Wirkung einer Federkraft selbsttätig in seine Anfangslage zurück. Die Einrichtung stammt von dem Ingenieur Cadis und wird von der Midi-Bahn verwendet*).

Modell einer selbsttätigen Blockanlage mit zahlreichen Signalen, die bis zu sieben verschiedenfarbige Lampen enthalten. Außerdem sind verschiedene Flügelsignale, sowie Scheibensignale mit Blinklichtern in verschiedener Ausführung zu sehen.

Weichenbauteile mit Herzstücken, die samt den anstoßenden Schienenstücken aus Flußstahlformguß hergestellt und mit der Schmirgelscheibe abgeschliffen sind. (Erzeuger Coquerille.)

Elektropneumatische Zugsteuerung für Dampfzüge. Sie soll die Bedienung der Dampflokomotive vom Zugende aus ermöglichen. Der letzte Wagen besitzt einen Führerstand, der mit Einrichtungen zur Reglung der Dampfeinströmung, Bedienung der Steuerung und der Bremse, sowie Überwachung des Dampf- und Luftdrucks, sowie der Geschwindigkeit versehen ist. Die recht verwickelte Einrichtung ist von dem Ingenieur Aubert entworfen und wird von der französischen Nordbahn ausgeprobt.

Selbsttätige Mittelpufferkupplung Bauart Henrico, St. Etiénne, die in zwei verschiedenen Ausführungen herge-

*) Vergl. Organ 1927, S. 137; 1928, S. 86.

stellt wird. Die Kupplung verbindet nur die Zug- und Stoßvorrichtung, die Luft- und sonstigen Leitungen müssen von Hand gekuppelt und getrennt werden.

Aus den in großer Zahl vorhandenen bildlichen Darstellungen über Streckenbelastungen, Zuggeschwindigkeiten usw. sei die Darstellung der Reisegeschwindigkeit der Züge von Paris aus erwähnt. Es wird zurückgelegt die Strecke: Paris—Antwerpen (359 km) in 4 h 30′, Reisegeschwindigkeit 80 km/Std., Paris—Brüssel (311 km) in 3 h 30′, Reisegeschwindigkeit 89 km/Std.

In einem Seitenraum der großen Transporthalle wird das Dispatchingsystem im wirklichen Betrieb vorgeführt. Der am geräumigen Schreibtisch sitzende Beamte ist von einer Reihe von Signal- und Kontrollapparaten umgeben. Rechts befindet sich der Fernsprechumschalter, mit Hilfe dessen er sich mit den 15 Bahnhöfen der Strecke Tongres—Mont St. N. und neun Bahnhöfen der Strecke Angleur — Visé verbinden und den Lauf der Güterzüge regeln kann. Das geheimnisvolle, dem Laien unverständliche Tun des Beamten erweckt dauernd das besondere Interesse der Besucher.

### 2. Die Ausstellung in Antwerpen.

In der Halle der Stadt Antwerpen ist die erste in Belgien verwendete Dampflokomotive zu sehen, die 1844 auf der Strecke zwischen Antwerpen und Gent in Dienst gestellt wurde. Sie ist von Stephenson gebaut, hat 6,2 kg/cm² Kesseldruck, eine Zugkraft von 969 kg und ein Dienstgewicht von 17,55 t. Die Spurweite beträgt 1140 mm. Sie ist inmitten einer Unzahl neuzeitlicher Autos aufgestellt, wohl in der Absicht, den Gegensatz zwischen den neuen Betriebsmitteln und dem veralteten Schienenfahrzeug zu zeigen. Von den übrigen Lokomotiven sind nur Modelle ausgestellt. Unter ihnen befindet sich die Lokomotive des angeblich schnellsten Zuges der Welt. Er wird von den Canadian National Railways betrieben und bewältigt die 538 km lange Strecke Montreal — Toronto in 6 Stunden ohne Anhalten. Es entspricht dies einer Reisegeschwindigkeit von 89,7 km/h. Die Lokomotive besitzt die Achsanordnung 2 C 2 und wird mit Öl gefeuert. — Im englischen Pavillon ist eine 2 C-Lokomotive ausgestellt, welche ohne Anhalten die 480 km lange Strecke London — Carlisle in 6 Stunden zurücklegt. Das Zuggewicht beträgt hierbei 500 t, das Dienstgewicht der Lokomotive 128 t. — Schweden zeigt eine elektrische Lokomotive 1 C + C 1 mit Blindwelle und Stangenantrieb für Güterzüge, die seit 1917 ununterbrochen in Dienst steht. Zugkraft 20 t, Dienstgewicht 126 t.

Außerdem sind in Gebrauchsausführung noch verschiedene interessante Betriebsmittel von Kolonialbahnen zu sehen.

Die Eisenbahngesellschaft Bas Congo au Katanga hat eine 1 D 1-Lokomotive mit Booster ausgestellt. Spurweite 1,067 m. Dampfdruck 15 kg/cm², Dienstgewicht 7,7 t. Zugkraft der Lokomotive allein 12 t mit Booster 15 t. Sie ist von einer französischen Fabrik erbaut. Ein vierachsiger 1. und 2.-Klassewagen derselben Bahnlinie besitzt 10 Plätze 1. Klasse und 18 Plätze 2. Klasse, die sämtlich in Schlafplätze umgewandelt werden können. Der Wagen ist mit Holz verkleidet, die Fensteröffnungen haben drei verschiedene Abschlußmöglichkeiten: Glas, Holzjalousien und Moskitogitter. Die Fahrzeuge der Bahnlinie besitzen selbsttätige Mittelpufferkupplung. Die Bremsluftleitung muß aber von Hand verbunden und getrennt werden, was den Wert dieser Einrichtung wesentlich herabmindert.

Die Comp. du chemin de fer du Congo in Brüssel hat einige Personenwagen der Linie Matadi—Léopoldville am unteren Congo ausgestellt. Sie besitzen Rollenlager und Mittelpufferkupplung und sind vollkommen weiß gestrichen. — Die Comp. du Chemin de fer des grands Lacs in Brüssel zeigt einen Schlafwagen 1. Klasse mit offener Plattform und Brausebad. Er verkehrt auf den Bahnstrecken vom oberen Congo nach dem Tanganjikasee und dem Albertsee. — Portugal endlich zeigt eine sehr interessante Schmalspurlokomotive für die 1347 km lange Strecke Lobito—Teixeira de Sousa in der Kolonie Angola. Die Lokomotive der Bauart Garrat besteht aus zwei Triebgestellen der Achsanordnung 1 D 2, die durch den Kessel überbrückt sind.

Außerdem sind eine Reihe bildlicher Darstellungen und Dioramem zu sehen. Besonders interessant sind die Bilder von der wildromantischen Bahnstrecke im äquatorialen Afrika, die von Brazzaville am Congo nach dem Hafen Pointe Noire am Atlantischen Ozean führt.

Zum Schluß soll noch seines interessanten Aufbaues wegen das Höchstspannungskabel für 132 kV der Gummiwerke Pirelli erwähnt werden. Das Innere des Kabels ist mit Öl gefüllt, das in den Hohlräumen zwischen den Drähten des Kupferleiters zirkulieren kann.

## Tagung des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Münster.

Der Technische Ausschuß des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen hat seine diesjährige Tagung vom 16. bis 18. September in Münster (Wetsf.) abgehalten unter dem Vorsitz des Herrn Staatssekretärs von Samarjay, Präsidenten der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen. Namens der Westfälischen Landeseisenbahn-Gesellschaft, die s. Z. den Ausschuß eingeladen hatte, die Tagung in Münster abzuhalten, hieß S. Exz. Herr Verkehrsminister i. R. Hoff als stellvertretender Aufsichtsratvorsitzender die Mitglieder in Münster herzlich willkommen.

1. Als Vorsitzende Verwaltung des Ausschusses wurde die Direktion der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen wiedergewählt. Sodann wurden die ständigen Fachausschüsse neu zusammengesetzt, und zwar der Betriebs-Fachausschuß, der Oberbau- und Bahnbau-Fachausschuß, der Lokomotivbau-Fachausschuß, der Wagenbau-Fachausschuß, der Wagenübergangs-Fachausschuß und der Elektrotechnische Fachausschuß. Weiterhin wurde die Geschäftsordnung des Ausschusses entsprechend der neuen Satzung des Vereins neu aufgestellt, die Beiräte des Organs wiedergewählt und andere geschäftliche Mitteilungen des Organs zur Kenntnis gebracht.

2. Als Hauptgegenstand der Tagesordnung wurde der Antrag der Niederländischen Eisenbahnen auf Neubearbeitung der Technischen Vereinbarungen über den Bau und den Betrieb der Hauptbahnen und Nebenbahnen sowie der Grundzüge für den Bau und den Betrieb der Lokalbahnen behandelt. Alles, was in den letzten Jahren auf dem Gebiete des Bahnbaues, der Betriebsmittel, des Verkehrsdienstes, der Sicherungen des Betriebs, mit einem Worte auf dem Wege des Eisenbahnfortschritts geschaffen, theoretisch und praktisch als richtig befunden wurde, das ist in diesen Werken, die beide gegenüber den früheren Ausgaben um zwei Abschnitte — Elektrische Bahnen sowie Schwachstromschutz und Kabelverlegung — bereichert wurden, niedergelegt worden.

Im einzelnen sei folgendes hervorgehoben:

### Technische Vereinbarungen:

In der Einleitung ist gesagt, daß die Bestimmungen vom Zeitpunkt der Herausgabe an gelten. Die Baubestim-

mungen gelten für den Neubau und für den Umbau; die Einhaltung der Baubestimmungen auch bei der Unterhaltung wird empfohlen. Das bisherige Verfahren wird dadurch nicht geändert.

Zur Kennzeichnung der bindenden Maße wird angegeben, in welcher Richtung, nach oben oder unten, sich die Abmaße bewegen dürfen. Dies ist mit Rücksicht auf die Austauschbarkeit und das Zusammenpassen der Teile erforderlich. Die Festlegung der Größen der Abmaße bleibt den Verwaltungen anheimgestellt.

Begriffserklärungen sind aufgenommen worden, um die Klarheit der Bestimmungen zu wahren.

### Abschnitt A. Bau und Unterhaltung der Bahn.

In den Bestimmungen über den Bauentwurf ist empfohlen, bei Neu- und Erweiterungsbauten auf die Einführung des elektrischen Betriebs Rücksicht zu nehmen; auch bei anderen Bestimmungen ist auf künftige Elektrisierung hingewiesen.

Die Bestimmungen über die Spurerweiterung in Bögen sind so gefaßt, daß die Vereinsverwaltungen nicht durch Festlegung bestimmter Maße zu weitgehend gebunden sind.

Bestimmungen über die Mindestmaße für die Ausrundungshalbmesser an den Neigungswechseln der Ablaufrücken sind eingearbeitet worden.

Einzelne Bestimmungen über Übergangsbögen und Überhöhungen sind neu aufgenommen oder geändert.

Die Bestimmungen über die Umgrenzung des lichten Raums sind übersichtlicher und klarer gefaßt worden. Bestimmungen über den Lichtraum für den Durchgang der Stromabnehmer, über die Umgrenzung auf Strecken, auf denen Lokomotiven mit spurkranzlosen Rädern verkehren, und über die Ausrundungsbögen der Neigungswechsel der Ablaufrücken sind eingearbeitet worden.

Für die Berechnung der neuen und umzubauenden Brücken sind neue Lastenzüge festgestellt, deren Achsdrücke größer als bisher sind.

Der Oberbau, für den nach den bisherigen Bestimmungen ein Raddruck von 7,5 t und bei Neubauten von 8 t vorgesehen war, soll nunmehr Achsdrücke von 16 t und beim Neubau und bei durchgreifenden Oberbauverstärkungen von 20 t aufnehmen können.

Neu aufgenommen sind Bestimmungen über die Bettung bei isolierten Schienen und über den Schutz der Bettung in schlechtem Untergrund.

Allgemeine Grundsätze für die Ausbildung der Schienenform sind neu eingearbeitet.

Die Schienenlänge, für die bisher als Mindestmaß 9 m und als Höchstmaß 20 m empfohlen war, soll mindestens 15 m betragen; ein Höchstmaß wurde mit Rücksicht auf geschweißte Schienen nicht mehr festgelegt.

Die Bestimmungen über den Schienenstoß sind durch eine Bestimmung über die Ausbildung des Stoßes bei Gleichstrombahnen ergänzt worden.

Auf Grund neuerer Erfahrungen sind die Bestimmungen über Weichen und Kreuzungen mit Rücksicht auf die Erhöhung der Betriebssicherheit neu aufgestellt oder umgearbeitet worden.

Bei der Neuaufstellung der Bestimmungen über die Wegübergänge in Schienenhöhe, die Schranken, Warntafeln und Warnzeichen ist der Kraftwagenverkehr berücksichtigt.

Maßnahmen über Vorkehrungen zum Schutz der Bahn bei Überquerung durch Leitungen und Förderbahnen sind mit Rücksicht auf die Zunahme derartiger Anlagen neu aufgenommen worden.

Die Bestimmungen über die Anlage der Bahnhöfe wurden erweitert durch Leitsätze über die allgemeine Anlage von Bahnhöfen, Gemeinschaftsbahnhöfen und Grenzbahnhöfen.

### Abschnitt B. Bau und Unterhaltung der Fahrzeuge.

Im Teil Ba) Fahrzeuge im allgemeinen finden sich die Bestimmungen vereinigt, die für alle Fahrzeuge (Dampflokomotiven, Tender, elektrische Lokomotiven, Triebwagen, Steuerwagen und Wagen) und für Einzelteile aller Fahrzeuge gelten.

An der Spitze stehen die Bestimmungen über die Querschnittsmaße der Fahrzeuge, die in den alten Technischen Vereinbarungen im ganzen Abschnitt B verteilt waren. Neu aufgenommen sind Bestimmungen über die Einschränkung der Höhenmaße von Fahrzeugen, die Ablaufrücken befahren sollen.

Im Abschnitt Bb) Lokomotiven und Tender sind die Bestimmungen wesentlich ergänzt. Die Angabe für den oberen Grenzwert des Anlaufwinkels führender Räder der Lokomotiven ist neu.

Die Bestimmungen über die Gewichtsverteilung bei Lokomotiven suchen die Anpassung der Lokomotiven an das Gleis sicherzustellen.

Die bisherige Zahlentafel über Fahrgeschwindigkeiten von Lokomotiven in Abhängigkeit von den Einzelheiten ihrer Bauart ist in den neuen Technischen Vereinbarungen zusammengedrängt und mit den heutigen Verhältnissen in Einklang gebracht worden. Die Bestimmungen über den Massenausgleich von Triebwerkteilen wurden erweitert. Die Anwendung hochgespannten Dampfes bedingte eine Erweiterung der Bestimmungen über die Prüfung von Dampfkesseln.

Der Abschnitt Bc) Wagen hat weitgehende Änderungen gegenüber der bisherigen Fassung der Bestimmung erfahren. Wichtige Bestimmungen über „führende Achsen" bei Wagen sind neu aufgenommen.

Im Anschluß werden die Verhältnisse der Zwischenachsen und Außenachsen klargestellt.

Über Lenkachsen sind neue zusammenfassende Bestimmungen gegeben.

Die Technischen Vereinbarungen kannten bisher keine eingehenden Bestimmungen über Drehgestelle von Wagen; diese Lücke ist in den neuen Technischen Vereinbarungen ausgefüllt.

Für die Übergänge der Wagen mit in gemeinsamem Rahmen gelagerten Achsen sind neue Bestimmungen aufgestellt. Alle Bestimmungen über Überhänge sind bindend geworden, während früher die Bindung nur für Wagen mit Übergangsbrücken und Faltenbälgen und für Wagen nur mit Übergangsbrücken ausgesprochen war. Die Sicherheit des Betriebs hat das gefordert.

Über elektrische Beleuchtung sind ausführlichere Vorschriften gegeben worden.

Grundlegend sind auch die bisherigen Bestimmungen über Kessel- und Topfwagen geändert.

### Abschnitt C. Fernmeldewesen, Signalwesen und Sicherungswesen und Abschnitt D. Betriebsdienst.

Für die Neugestaltung der Bestimmungen der Abschnitte C und D sind die durch die erhöhten Fahrgeschwindigkeiten der Züge notwendig gewordenen größeren Sicherheitsvorkehrungen maßgebend gewesen.

Von geänderten Bestimmungen sind aus dem Abschnitt Fernmeldewesen die Gleichstellung der Fernsprecher mit den Fernschreibern auf Bahnhöfen hervorzuheben. Neu aufgenommen ist eine Bestimmung über die Errichtung von Fernsprechstellen in langen Tunnels. Ferner ist auf die besonderen Verhältnisse auf Strecken mit elektrischer Zug-

förderung Rücksicht genommen. Die Bestimmungen über Abstand und Ankündigung der Vorsignale sind im Zusammenhang mit den Bestimmungen über Bremswege, die eine durchgreifende Neubearbeitung erfahren haben, neu aufgenommen.

Die Bestimmungen über Signale tragen den Änderungen der Signal- und Betriebsvorschriften der Verwaltungen Rechnung. Sie nehmen durch Neuaufnahme der Sondersignale für den elektrischen Betrieb auf die besonderen Erfordernisse der elektrischen Zugförderung und auf ihre Anwendung der Licht-Tagsignale Rücksicht.

Aus dem Abschnitt über das Sicherungswesen ist die Bestimmung hervorzuheben, daß Einfahrsignale unter Verschluß des Fahrdienstleiters stehen sollen. Die selbsttätige Streckenblockung ist neu aufgenommen. Die Bestimmungen über das Prüfen der Fahrstraßen sind schärfer gefaßt.

Im Abschnitt über den Fahrdienst sind die Bestimmungen über die Länge und Belastung der Züge, wegen der stets größer werdenden Achszahlen und Gewichte der Züge, genauer gegeben. Neu aufgenommen sind Bestimmungen über die Beschränkungen in der Verwendung von Wagen (z. B. Verwendung von Güterwagen mit Hartgußrädern oder Stahlgußrädern). Die Bestimmungen über die Zugfolge und über die Fahrgeschwindigkeit sind zur Erhöhung der Betriebssicherheiten neu eingearbeitet.

Die Bestimmungen über Bremsung der Züge sind völlig umgearbeitet.

Neu sind die Bestimmungen über die Betriebsführung auf Übergangsbahnhöfen und Gemeinschaftsbahnhöfen.

### Abschnitt E. Elektrische Bahnen.

Die Fortschritte, die die Anwendung elektrischer Kraft im Eisenbahnwesen gemacht hat, erforderten verschiedene Stoffe aus diesem Gebiet neu aufzunehmen. Besonders gilt dies für die elektrische Zugförderung, die sich jedoch auf den im Vereinsbereich am weitesten verbreiteten und durchgebildeten Fernbahnbetrieb mit Oberleitung und Einphasenwechselstrom von 15 kV und $16^2/_3$ Hertz beschränken mußte. Dort, wo Bestimmungen in Betracht kamen, die an die besondere Eigenart irgendeiner Stromart gebunden sind, beispielsweise also Schutzbestimmungen gegen Gefährdung durch Hochspannung, wurden sie allgemein ohne Unterschied der Stromart aufgenommen. In den besonders behandelten neuen Gebieten der Beeinflussung von Schwachstromeinrichtungen durch Starkstromanlagen, die hauptsächlich die Bauweise der Fernmelde-, Sicherungs- und Signaleinrichtungen berühren, mußte den verschiedenen Starkstromarten jedoch einzeln Rechnung getragen werden, weil sie in diesem Zusammenhang nicht nur dem elektrischen Zugbetrieb angehören, sondern allgemein bei Nachbarschaft jeder elektrischen Starkstromanlage beliebiger Stromart zu berücksichtigen sind.

Selbstverständlich mußten sämtliche Bestimmungen so abgefaßt werden, daß der noch keineswegs abgeschlossenen Entwicklung auf elektrotechnischem Gebiet keine unnötigen Fesseln angelegt wurden.

### Abschnitt F. Schwachstromschutz und Kabelverlegung.

Die Bestimmungen dieses Abschnittes sind neu.

Die Entwicklung der elektrischen Kraftwirtschaft, die auch im Einflußbereich von Bahnen ein ausgedehntes Leitungsnetz bedingt, sowie die Elektrisierung der Bahnen selbst und die Bedeutung ihrer Fahrleitungen und Übertragerleitungen für die benachbarten bahneigenen und bahnfremden Fernmeldeanlagen fordern Maßnahmen, die unter Umständen, namentlich aus wirtschaftlichen Gründen, sehr schwerwiegender Natur sein können. Es ist daher notwendig, das Verhältnis solcher beeinflussenden Näherungen von Starkstromleitungen und Schwachstromleitungen so klar wie möglich festzulegen. Die Bestimmungen des Abschnitts F geben dem Fachmann die Möglichkeit, bei Bahnneubauten die notwendigen Maßnahmen zu ergreifen. Ferner sollen auch bei Änderungen der Betriebsart (Übergang von Dampfbetrieb auf elektrischen Betrieb, Wechsel- oder Gleichstrom) jene Maßnahmen entnommen werden können, die in bezug auf die vorhandenen Starkstromleitungen und Schwachstromleitungen erforderlich und zweckmäßig sind.

### Grundzüge:

Um die Grundzüge möglichst übersichtlich zu gestalten, sind die Bestimmungen durch verschiedene Anordnungen im Text und durch verschiedene Schrift unterschieden, so daß ohne weiteres ersichtlich ist, ob die Bestimmungen bindend oder empfehlend sind und ob sie für Lokalbahnen aller Spurweiten, nur für vollspurige Lokalbahnen, nur für vollspurige Lokalbahnen mit unbeschränktem Übergang der Fahrzeuge der Hauptbahnen oder Nebenbahnen und für Fahrzeuge der Lokalbahnen mit Übergang auf Hauptbahnen oder Nebenbahnen und ob sie nur für Schmalspurbahnen gelten.

Im übrigen stimmen die Grundzüge im Aufbau und in der Gliederung mit den Technischen Vereinbarungen überein; die einzelnen Bestimmungen sind, wo es möglich war, aus den Technischen Vereinbarungen übernommen worden, darunter auch wichtigere Bestimmungen, die in den bisherigen Grundzügen noch nicht enthalten waren. Die Bestimmungen der Grundzüge wurden nur bindend gemacht, soweit dies unbedingt nötig war.

Die Fassung ist so gehalten, daß die Grundzüge ein in sich abgeschlossenes Werk bilden, nur an zwei Stellen (Einleitung und § 37) war die Bezugnahme auf die Technischen Vereinbarungen nicht zu umgehen.

3. Einen weiteren wichtigen Beratungsgegenstand bildete der Antrag der Reichsbahndirektion Oldenburg auf Herbeiführung einer einheitlichen Berechnungsweise des Oberbaues, der durch den Oberbauausschuß bearbeitet worden war. Der Fachausschuß war sich darüber klar, daß die aufgestellte Berechnungsart keinen Anspruch erheben kann, absolute Werte und noch weniger die tatsächlichen Werte für Spannungen und Schwellendrücke zu geben, sie soll vielmehr ebenso wie die heute üblichen Formeln Vergleichswerte liefern, die aber den tatsächlichen mittleren Werten näherkommen. Um eine allen Verhältnissen Rechnung tragende Formel zu finden, erscheint es unumgänglich nötig, zu prüfen, ob und welchen Einfluß minder gute Bettung und Unterbau auf die Beanspruchung der Gleise haben. Zu diesem Zweck erachtet es der Oberbauausschuß für erforderlich, die Unterlageziffern und die entsprechenden Beanspruchungen der Gleise durch weitere Versuche festzustellen.

Mit Zustimmung des Technischen Ausschusses sollen solche Versuche von mehreren Vereinsverwaltungen nach einheitlichen Gesichtspunkten angestellt werden. Mit Rücksicht hierauf ist davon abgesehen worden, schon jetzt eine Formel in die Technischen Vereinbarungen aufzunehmen, doch wird empfohlen, die aufgestellten Formeln bei Berechnung des Oberbaues anzuwenden sowie die festgesetzten höchstzulässigen Beanspruchungen der Schienen, die Art der Bestimmung des größten Schwellendruckes und die Größe des höchstzulässigen Schwellendruckes, wie vorgeschlagen anzunehmen.

Ein ausführlicher Bericht über die Arbeiten und Versuche des Oberbau-Fachausschusses wird als Ergänzungsband zum „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ demnächst herausgegeben werden.

4. Von den übrigen Beratungsgegenständen des Ausschusses sei kurz erwähnt, daß die Güteprobensammlung für das Erhebungsjahr 1928/29 wiederum im Druck erscheinen

wird, daß auf Antrag des Lokomotivbau-Fachausschusses im Zusammenwirken mit dem Heinrich Hertz-Institut in Berlin Versuche zur Erforschung der Ursachen der Schwingungen der Dampflokomotiven werden angestellt werden, und daß weitere Anträge noch in Bearbeitung der Fachausschüsse sind, über die erst in einem späteren Zeitraum Beschluß gefaßt werden kann.

5. Zwei Anträgen auf Änderung des Vereinspersonenwagen-Übereinkommens ist stattgegeben worden. Sie betreffen

a) § 91[1]: Heizungseinrichtung.

Der erste Absatz des Punktes 1 des § 91 wird im VPÜ lauten:

Die Wagen müssen für Dampfheizung eingerichtet sein.

Wagen, die über Strecken mit elektrischer Zugförderung laufen, müssen außerdem elektrische Zugheizung haben, wenn die betreffende Verwaltung es verlangt; ausgenommen sind Wagen mit Eigenheizung, die aber auf Verlangen wenigstens Leitung für die elektrische Heizung haben müssen.

Andere Heizungsarten, wie Warmwasserheizung und Ofenheizung können auf Grund besonderer Vereinbarungen zugelassen werden.

Solange die gleiche Bestimmung noch nicht im internationalen Personen- und Gepäckverkehr (RIC) getroffen worden ist, müßte der neue Wortlaut für das VPÜ nur linksseitig gedruckt werden. Der Antrag auf Abänderung des § 91 ist im RIC-Verband bereits gestellt.

b) § 94[2]: Füllen der Wasserbehälter.

Hier wird der zweite Satz des § 94[2]:

„Die Behälter neuer Wagen müssen außerdem ohne Verwendung dieser Füllstutzen gefällt werden können" gestrichen.

Die nächste Sitzung des Technischen Ausschusses wird voraussichtlich im Juni 1931 in Konstanz stattfinden. C.

## Internationaler Eisenbahnverband.

Die diesjährige ordentliche Sitzung der **Ausschüsse des Internationalen Eisenbahnverbandes** fand vom 27. März bis 10. April in Nizza statt*). Es tagten die Ausschüsse über Personenverkehr, Güterverkehr, Abrechnungen und Währungen, Austausch des Rollmaterials, technische Fragen und über selbsttätige Kupplungen. Soweit die Beratungsgegenstände technische Fragen berühren, sei im nachstehenden kurz über sie berichtet:

### IV. Ausschuß (Austausch des Rollmaterials).

1. Frage. Vereinheitlichung der Vorschriften über den Bau und die Behandlung der Spezialwagen zur Beförderung von flüssigem Gas (insbesondere von Chlor).

In einem Vorbericht sind die Gasarten behandelt, die in flüssigem Zustand befördert werden. Ferner sind behandelt die zur Beförderung von flüssigem Gas verwendeten Gattungen von Sonderwagen, die durch das RIV nicht vorgeschriebenen Anschriften an den benutzten Wagen, die verkehrsdienstlichen Sicherheitsmaßnahmen für die Beförderung von Kesselwagen mit verflüssigten Gasen und den Schutz der Bahnbediensteten vor den Folgen der Entweichung der beförderten Gase und schließlich die internationale Regelung der Beförderung verflüssigter Gase in Kesselwagen. Die weitere Bearbeitung soll in Gemeinschaft mit dem Güterverkehrsausschuß und gegebenenfalls mit dem Technischen Ausschuß erfolgen.

2. Frage. Bedingungen für den Austausch der Behälter im internationalen Güterverkehr.

Der Ausschuß ist der Meinung, daß der Austausch der Behälter im internationalen Verkehr möglichst ebenso geregelt werden soll, wie dies für den Austausch der Lademittel und insbesondere der Wagendecken im RIV geschieht, wobei jedoch die Bestimmungen dieses Reglements entsprechend geändert und erweitert werden sollen, um der Art der Behälter und den von diesen zu leistenden Dienstverrichtungen Rechnung zu tragen.

Die Aufstellung eines Reglemententwurfes ist einem Unterausschuß unter dem Vorsitz Deutschlands übertragen worden.

3. Frage. Besondere Kennzeichnung der zollsicheren Güterwagen.

Der Ausschuß vertrat die Meinung, daß es vom internationalen Standpunkte aus keinen praktischen Wert habe, auf den Wagen ein solches Kennzeichen anzubringen.

### V. Ausschuß (Technische Fragen).

Abteilung Rollmaterial.

1. Frage. Verwendung und Betrieb der durchgehenden Güterzugbremse. Untersuchung der zu erlassenden Vorschriften für die Einführung der durchgehenden Güterzugbremse.

Um den Vorteil einer durchgehenden Bremse voll ausnützen zu können, wird dem geschäftsführenden Ausschuß vorgeschlagen, eine bindende Vorschrift zu erlassen, wonach alle im internationalen Verkehr laufenden Güterwagen bis zum 1. Januar 1939 mit der durchgehenden Leitung versehen sein müssen.

2. Frage. Vereinheitlichung der Kupplungen und Leitungsanschlüsse für die Druckluftbremse an den Fahrzeugen des Personen- und Güterverkehrs.

Bereinigung der bereits getroffenen Entscheidungen über die Kupplungsanschlüsse der Druckluftbremse der Güterwagen. — Die Kupplungen und Leitungsanschlüsse für die Druckluftbremse der vorhandenen Güterwagen sollen nach den Vorschriften ausgeführt und angeordnet werden, die für neue Güterwagen bestehen, oder für solche Güterwagen, die nachträglich mit selbsttätiger Bremse ausgerüstet werden.

Für Güterwagen, die bereits eine Personenzugbremse oder Personenzug/Güterzugbremse haben, wird empfohlen, die reine Tieflage erst ab 1. Januar 1933 anzuwenden.

3. Frage. Verstärkung der Kupplungen an den für den internationalen Verkehr bestimmten vorhandenen Wagen.

Dem Geschäftsführenden Ausschuß soll vorgeschlagen werden, eine Frist festzusetzen, von der ab im internationalen Verkehr nur noch Fahrzeuge von mindestens 50 t Widerstandsfähigkeit zugelassen werden.

4. Frage. Erhöhung der Widerstandsfähigkeit der Puffer und Zugfedern. Bestimmung der Merkmale der am häufigsten verwendeten spiralförmigen Federn, um deren Auswechslung zu ermöglichen.

Die Frage wird im Unterausschuß noch weiterbehandelt.

5. Frage. Bauvorschriften für die Auswechselbarkeit einzelner Teile des neu zu bauenden Rollmaterials, insbesondere der Achsen.

Die Vorberatungen über diese Frage wurde einem Unterausschuß zugewiesen, in dem Italien den Vorsitz führen wird.

6. Frage. Vereinheitlichung der Vorschriften über den Bau und die Behandlung der Spezialwagen, die zur Beförderung von flüssigem Gas (insbesondere von Chlor) dienen.

Zur Aufstellung eines einheitlichen, internationalen Reglements wurde ein Unterausschuß unter dem Vorsitz der Tschechoslowakei eingesetzt, der nicht nur den bestehenden staatlichen Reglementierungen, sondern auch der internationalen Reglementierung in Anlage 1 des Internationalen Übereinkommens über den Eisenbahnfrachtverkehr (IÜG) Rechnung tragen soll.

7. Frage. Ein Unterausschuß hatte die Bedingungen aufgestellt, denen die drehbaren Übergangsbrücken für ihre Zulassung im internationalen Verkehr genügen müssen. Er hat ferner empfohlen, diese Übergangsbrücken als Ersatz der zweiteiligen zu verwenden. Der Ausschuß stimmte diesen Vorschlägen zu.

Ferner soll eine empfehlende Bestimmung vorgeschlagen werden, nach der bei neu zu bauenden Wagen die Verwendung von Türen, die sich nach dem Innern der Faltenbälge öffnen, wegen der damit verbundenen Nachteile und Gefahren untersagt sein soll.

8. Frage. Verschluß der Güterwagen zur möglichsten Verhinderung der Einbrüche.

Die weitere Behandlung dieser Frage wurde von der Tagesordnung abgesetzt.

*) Bericht über die Sitzung des Jahres 1929 vgl. Organ 1929, Seite 519.

9. Frage. Antrag auf Aufnahme neuer Fragen in das Arbeitsprogramm des Ausschusses (Abteilung Rollmaterial).

Als neue Fragen wurden vorgesehen:

a) Vereinheitlichung der Verschlußart der Güterwagen unter Zollverbleiung,

b) Untersuchung über die Gestaltung der Gepäckhalter.

Abteilung Rollmaterial — Bahnerhaltung.

1. Frage. Gewichtsmerkmale der im internationalen Verkehr zugelassenen Güterwagen.

Der Ausschuß war der Meinung, daß die Strecken verstärkt und das Gewicht der Wagen in entsprechenden Abschnitten erhöht werden sollen;

daß es nützlich erscheine, eine Einteilung der Strecken nach ihren Widerstandsverhältnissen in eine kleine Zahl von Gattungen vorzunehmen;

daß man als Grundlage für diese Klasseneinteilung die Gewichtsmerkmale der schwersten Wagen nehmen solle, die in ganzen Zügen zum Verkehr auf den Strecken jeder Klasse zugelassen werden können.

Die Fragen des Umlaufs der Wagen sollen durch den II. und IV. Ausschuß behandelt werden. Diese Ausschüsse werden die Zweckmäßigkeit der Klasseneinteilung und die Kennzeichen jeder Klasse untersuchen.

2. Frage. Bestimmung der Grenze für die Spurerweiterung der Gleise in Krümmungen in Abhängigkeit vom Halbmesser und Festsetzung des für diese Krümmungen zuzulassenden kleinsten Halbmessers.

Der Ausschuß schlug in empfehlender Form die Beseitigung der Spurerweiterung in den Krümmungen von einem Halbmesser über 300 m vor, die Frage der den Gleisen zu gebenden Spurerweiterung in den Krümmungen von einem Halbmesser unter 300 m soll weiter verfolgt werden.

Außerdem hielt es der Ausschuß für zweckmäßig, die Lokomotiven so herzustellen, daß sie unbehindert in den Krümmungen von 300 m Halbmesser ohne Spurerweiterung laufen können. Er war aber der Ansicht, daß hier kein Grund zu einer Empfehlung seitens des IEV vorliegt, da die Lokomotiven kaum außerhalb ihrer Heimatverwaltung verkehren.

Abteilung Gleiswesen.

1. Frage. Maßnahmen zur Verringerung der Nachteile, die aus der Verschiedenheit in der Benützung des rechten und linken Gleises der zweigleisigen Strecken bei den einzelnen Bahnverwaltungen insbesondere für die Reisenden und die Kraftwagen sich ergeben.

Die Frage wurde von der Weiterbehandlung abgesetzt.

2. Frage. Untersuchung der Verhältnisse an den Planübergängen in den verschiedenen Ländern bei Wegfall der Bewachung und der Beleuchtung nachts, sowie der Erfahrungen bei den Verwaltungen, die die Bewachung der Planübergänge bereits aufgehoben haben.

Es wird ein Fragebogen aufgestellt werden.

Abteilung Elektrotechnik.

1. Frage. Fragen, die das Internationale beratende Komitee für Fernsprüche auf große Entfernungen (CCI) betreffen:

Beteiligung an den Arbeiten des gemischten internationalen Dauerausschusses für die Versuche bezüglich des Schutzes der Fernmeldeleitungen und unterirdischen Kabel und Studium des von dem IEV zu vertretenden Standpunktes bei der Ausarbeitung der Richtlinien für den Schutz der Telephonlinien gegen die Störwirkungen der Starkstrom- und Hochspannungsanlagen.

Der für diese Fragen eingesetzte Unterausschuß ist ermächtigt worden, die Angelegenheit selbständig zu bearbeiten und so vorzubereiten, daß sie unmittelbar an den CCI weitergegeben werden kann.

2. Frage. Ins Einzelne gehendes Studium der besten Methoden zum Schutze der Fernmeldestromkreise.

3. Frage. Bemerkungen des IEV zum Entwurf der Richtlinien über Maßnahmen, die an den telegraphischen Einrichtungen und an den Fahrbetriebsleitungen sowie an den Dreiphasenleitungen bei Annäherungen zu treffen sind:

Vom Unterausschuß ist ein Gutachten abgegeben worden, das allen Verbandsverwaltungen zur Kenntnis gebracht wurde.

4. Frage. Vervollständigung des Schaltplanes für die Ausrüstung der Personenwagen mit elektrischer Beleuchtung nach den Vorschriften der internationalen elektrotechnischen Kommission.

Eine im Jahre 1927 vom Geschäftsausschuß getroffene Entscheidung schreibt vor, daß bis zum 1. Januar 1930 ein Schaltplan der elektrischen Beleuchtungsausrüstung der Fahrzeuge auf der Innenseite der Tür eines der Wandschränke der elektrischen Ausrüstungen oder in unmittelbarer Nähe angebracht werden soll. Nun stimmen die 1927 für die Schaltpläne angenommenen Zeichen nicht mehr mit den seither von der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (CEI) aufgestellten überein. Aus diesen Gründen haben die Schweizerischen Bundesbahnen angeregt, die vom IEV verwendeten Zeichen mit denen des CEI in Einklang zu bringen und hierwegen die Frist für das Anbringen der Schaltpläne zu verlängern. Ferner hatte der schweizerische Vertreter zum leichteren Auffinden gewisser Teile der elektrischen Ausrüstung eine Überprüfung der Frage der Anbringung vorgeschlagen.

Der Ausschuß beschloß, vom Geschäftsführenden Ausschuß eine Fristverlängerung zu verlangen.

5. Frage. Studium geeigneter Maßnahmen zur Verbindung der auf dem Dache der Personenwagen eingerichteten Antennen mit den Empfangsapparaten.

Der Unterauschuß hatte vorgeschlagen, die schon früher vom Geschäftsausschuß genehmigten Vorschriften über die Erdung metallener Teile auf den Wagendächern im Hinblick auf die Erdung der Antennen auf den Strecken mit elektrischer Oberleitung zu ergänzen. Der Ausschuß schloß sich dem an.

6. Frage. Aufnahme neuer Fragen in das Arbeitsprogramm des Ausschusses (Abteilung Elektrotechnik).

Auf Vorschlag des Unterausschusses unter dem Vorsitz Deutschlands hat der Ausschuß die Eintragung folgender neuer Fragen vorgeschlagen:

a) Maßnahmen, die für elektrische Bahnen zu treffen sind, um etwa auftretende Beeinflussungen des Rundfunkempfanges nach Möglichkeit zu verhindern.

b) Aufstellung einer Vorschrift für die Vornahme von Ausbesserungen an Stromabnehmern von Lokomotiven oder Triebwagen auf Gemeinschaftsbahnhöfen, wenn diese unter einer Spannung führenden Leitung stehen.

## Sonderausschuß für die selbsttätige Kupplung.

1. Frage. Statistik der Kupplungsunfälle.

Der IEV hat die Aufstellung einer Statistik über die Zahl der infolge von Kupplungsunfällen getöteten und verletzten Bediensteten beschlossen. Die ermittelten Zahlen werden mit den entsprechenden Zahlen der Länder, in denen die selbsttätige Kupplung besteht, verglichen werden.

2. Frage. Prüfung der selbsttätigen Kupplung durch den Ausschuß. Aufstellung des grundsätzlichen Programms für die Sonderversuche. — Bisher haben nur die polnischen Eisenbahnen ein Kupplungssystem vorgelegt.

3. Frage. Bedingungen, denen eine selbsttätige Kupplung genügen muß. Studium bezüglich des Greifbereiches.

4. Frage. Untersuchung der selbsttätigen Kupplung vom wirtschaftlichen Standpunkte aus.

Wegen der Schwierigkeiten dieser Probleme konnten die Arbeiten noch nicht soweit gefördert werden, daß dem Sonderausschuß ein Bericht vorgelegt werden konnte.

5. Frage. Verwendung der auf der französischen Nordbahn eingeführten Kuppelstange für Güterwagen.

Die bei der französischen Nordbahn gebräuchliche Kuppelstange ist von den Eisenbahnverwaltungen Deutschlands, Belgiens, der Schweizerischen Bundesbahnen und der U. d. S. S. R. erprobt worden. Die Versuchsergebnisse wurden vom technischen Unterauschuß in seiner Sitzung vom 6. März 1930 in Köln besprochen.

Auf Grund des Berichtes des Unterausschusses stellt der Ausschuß fest, daß die Kuppelstange die Aufgabe nur z. T. und nur in ganz bestimmten Fällen löst. Es ist daher jeder Verwaltung überlassen die Kuppelstange einzuführen oder nicht. C.

# Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid.

(Im Anschluß an den Aufsatz im Heft 21 des Organ, der das Gebiet des Maschinenbaues behandelte, werden im folgenden Aufsatz die Sonderberichte über das Gebiet des **Bauwesens** und des **Betriebs** besprochen).

Im Bauwesen wurde lediglich über eine Frage berichtet, nämlich über die „letzten Fortschritte in der Verwendung mechanischer Geräte und in der Rationalisierung der Gleisunterhaltung". Die Verwendung mechanischer Geräte kommt zwar allgemein aber nur langsam in Übung; lediglich in Amerika, in Deutschland und bei einigen französischen Verwaltungen werden solche in ausgedehnterem Umfang verwendet.

Am weitesten fortgeschritten und mit großem Erfolg eingeführt ist die mechanische Ver- und Entladung von Bettungsstoffen, während die Schienen noch sehr häufig ohne besondere Vorrichtungen entladen werden. In Deutschland benutzt man hierzu Kräne, die am Wagenboden befestigt sind, in Amerika bewegliche Kräne und in Holland eine sehr einfache Einrichtung, die das Entladen von je zwei Schienen durch Fortbewegen des Wagens auf dem Gleis gestattet. Die Verteilung von Kleineisen erfolgt zweckmäßig gleich von dem Wagen aus, mit dem es vom Lager gekommen ist. Der Einbau ganzer Gleisjoche findet nur in Deutschland statt, ebenso das Walzen der Bettung und zwar mit sehr gutem Erfolg. Das Einplanieren der Bettung erfolgt nur in wenigen Fällen in Amerika maschinell, das Reinigen der Bettung ebendort und bei einigen bei der französischen Nordbahn. (Neuerdings auch in Deutschland. Schriftleitung.) Weiter verbreitet ist das Stopfen der Bettung mit Gleisstopfmaschinen mit elektrischem oder Druckluft-Antrieb. Von den verschiedenen Methoden der Unkrautvertilgung ist die chemische von größter Bedeutung, wenngleich auch verschiedene Maschinen hierfür bekannt sind.

Die Befestigung der Schrauben für Schienenstühle und Unterlegplatten wird im allgemeinen wie das Dechseln und Bohren im Schwellenwerk vorgenommen; in einigen Fällen erfolgt es auch an Ort und Stelle mittels elektrischer Schraubmaschinen. Das Anziehen der Laschenbolzen erfolgt nur selten mit der Maschine, sondern meist mit besonderen Schlüsseln.

Die wirtschaftlichen Vorteile der Maschinenarbeit werden bis zu 50% angegeben. Maßgebend dürfte die Arbeitsdisposition sein. Auch sind die Maschinen meist nur dort auszunützen, wo vollständige Gleiserneuerung durchgeführt wird. Die Organisation des Bahnunterhaltungsdienstes ist je nach den örtlichen Verhältnissen und Auffassungen sehr verschieden. Für den Kopfbedarf können daher nur Formeln mit Vergleichswerten als Grundlage dienen. Die Verwaltungen sind noch geteilter Ansicht über das vorteilhaftere Unterhaltungssystem „Gesamtrevision" oder „Aufsuchung der Schäden", doch dürfte dem ersteren der Vorzug zukommen. Gedingewesen und Arbeitszeit sind ebenfalls durchaus verschieden geregelt.

In konstruktiver Hinsicht wird hervorgehoben, daß der schwere Oberbau allgemein als wirtschaftlicher gilt.

Aus dem Gebiet „Betrieb" standen drei Fragen zur Aussprache.

1. „Mittel zur Regelung der Geschwindigkeit ablaufender Wagen auf Verschiebebahnhöfen und zur Sicherung ihres Laufes nach den verschiedenen Sammelgleisen."

Zur Geschwindigkeitsbeeinflussung werden, nachdem die Wagen, sei es durch Abstoßen, sei es durch Ablauf von einem Rücken verschiedener Gestalt in Bewegung gebracht sind, folgende Methoden angewendet: a) Handbediente Bremsen, b) Eiserne Hemmschuhe und c) Gleisbremsen mit Bremsschienen.

Wenn, wie es in einzelnen Ländern der Fall ist, nur mit Handbremsen gearbeitet wird, so muß jede ablaufende Gruppe mit einem Begleiter besetzt sein, was ganz erhebliche Personalkosten verursacht. Deshalb ist man in mehreren Staaten zur Bremsung mit Hemmschuhen übergegangen. Diese Art erfordert aber, insbesondere wegen des Zurückholens der Bremsschuhe, immer noch viel Personal, so daß man jetzt verschiedentlich Vorrichtungen in Betrieb genommen hat, die den Hemmschuh selbsttätig (hydraulisch oder durch elektr. Antrieb) zurückholen; dabei lassen sich mehrere Hemmschuhe von einem Mann bedienen. Im Versuchsstadium ist eine selbsttätige Hemmschuhbremsung, die vom Gewicht und der Schnelligkeit der Fahrzeuge abhängt. Von den eigentlichen Gleisbremsen sind mehrere Typen zu unterscheiden. Es handelt sich jedoch nur um wenige Ausführungen, so daß allgemeine Schlüsse nicht gezogen werden können.

Zur Sicherung des richtigen Laufes der Wagen gehört eine richtige Weichenbedienung und das Durchdrücken in die Richtungsgleise, wenn Wagen vor der letzten Weiche stehen bleiben. Als zweckmäßig gilt allgemein eine Zentralisierung der Weichenbedienung, doch hat sie zur Voraussetzung, daß die Wärter von ihrem Standort aus alle Gleise übersehen können. Hier können Gleisstromkreise mit Signallämpchen gute Dienste leisten.

Zum Zusammendrücken verwenden Länder mit großen Wagen meist Lokomotiven, wodurch aber der Ablaufbetrieb vielfach gestört wird. Um dies zu vermeiden, verwendet man Spille und Traktoren. Erstere sind nur beschränkt anwendbar und werden besonders dann mit Vorteil eingerichtet, wenn sich infolge eines geringen Arbeitsaufkommens der Einsatz von Lokomotive und Personal nicht lohnt. Schlepper bringen oft eine gewisse Verbilligung, doch müssen die Gleise bis S. O. eingefüllt sein und genügenden Abstand haben (Lichtmaste!).

2. In der Frage der „Signalisierung auf Schnellzugstrecken und großen Bahnhöfen einschließlich der Frage der Lichttagessignale und automatischen Streckenblockung" stellt ein weiterer Sonderbericht fest, daß die Zahl der notwendigen Signalbegriffe durch die Art des Blocksystems beeinflußt wird. Nordamerika und Frankreich haben mit ihrem permissiven Blocksystem einen Signalbegriff mehr nötig als die Staaten mit absolutem Blocksystem. Fast allgemein werden Vorsignale angewendet, die bei geringem Blockabstand am Mast des vorangehenden Hauptsignals angebracht werden oder wie bei den Lichttagessignalen und den nordamerikanischen dreistelligen Flügelsignalen im Signalbild den Zustand des folgenden Signals angeben. In den meisten Staaten begnügt man sich mit einem Schutzabstand von 50 bis 300 m. England bringt die Züge am Blocksignal der vorausgehenden Blockstrecke zum Halten oder zur langsamen Weiterfahrt, wenn eine Blockstrecke besetzt ist. Bestimmend für den Vorsignalabstand ist meistens der größte Bremsweg; Dänemark und Schweden verwenden einheitliche Abstände von 400 bzw. 500 m. Schwierigkeiten haben sich ergeben, wenn die Bremswege größer sind als die Blockabstände; vierbegriffige Signale schaffen hier Abhilfe. Als Vorsignale verwenden England, Belgien, Holland, Italien und Dänemark Flügel, während die anderen Verwaltungen runde oder eckige umklappbare Scheiben benutzen; bei letzteren wird das Fehlen eines positiven Signalbildes durch ein Merkzeichen wettgemacht. Als Signallichtfarbe wird immer mehr ausschließlich grün, gelb und rot verwendet. Die Rangierfahrten vollziehen sich in Frankreich, Schweden und Nordamerika unter Fahrstraßensicherung mit besonderen Signalen, sonst auf akustische und Handsignale unter Deckung der Zugfahrten durch Gleissperren und Schutzweichen. Die fernbediente zentralisierte Weichenstellung auf große Entfernungen ist namentlich in Nordamerika angewendet (bis zu 64 km!).

Lichttagessignale werden in drei Formen, namentlich in Nordamerika angewendet: 1. farbige Lichtsignale, 2. weiße Formlichtsignale und 3. farbige Formlichtsignale. Zur ersten Gruppe zählen auch die Lichtsignale mit weißem Licht und farbigen Blenden. Auch in Europa haben die Lichttagessignale Eingang gefunden und bewähren sich so gut, daß eine weitere Verbreitung zu erwarten ist. Das gleiche gilt für die automatische Streckenblockung. Sie ist jedoch nur bei dichtem Verkehr und großen Stationsabständen wirtschaftlich.

Aus dem Gebiet des Betriebsdienstes wurde die Frage der „Wirtschaftlichen Betriebsführung in besonderen Fällen" behandelt und zwar die „Einrichtung des Zugdienstes auf wenig befahrenen Nebenstrecken großer Eisenbahnverwaltungen sowie des Dienstes bei wenig benutzten Zügen auf wichtigeren Strecken dieser Netze", wobei sich die Besprechungen im wesentlichen und die Frage der Verwendung von Triebwagen drehten, ohne zu einem allgemein gültigen Ergebnis zu führen, und ferner die „Verwendung besonderer Zugmaschinen im Rangierbetrieb minder wichtiger Bahnhöfe und bei bestimmten Rangierarbeiten großer Bahnhöfe". Hierbei wurde besonders die bequeme Verwendung der Diesel- und Benzinschlepper hervorgehoben. Sp.

# Persönliches.

## Geheimer Oberbaurat Heinrich Ranafier†.

Am 25. November d. J. verstarb im Alter von 84 Jahren Herr Geheimer Oberbaurat Ranafier in Oldenburg, wo er seit 1916 im Ruhestand lebte.

Mit Geheimrat Ranafier ging ein Beamter maschinentechnischer Fachrichtung heim, der weit über die Grenzen seines Wirkungskreises bei der ehemals Großherzoglich Oldenburgischen Staatsbahn hinaus bekannt und hochgeschätzt war.

Geboren am 17. Juni 1846 in Altona trat Ranafier nach Beendigung seiner Studien an der Technischen Hochschule Hannover und kurzer Beschäftigung in der Lokomotivabteilung der Strousbergschen Maschinenfabrik (jetzt Hanomag) am 4. November 1870 als Maschineningenieur in den Dienst der Großherzoglich Oldenburgischen Eisenbahndirektion.

Mit der Geschichte der Oldenburgischen Staatseisenbahnen ist Ranafiers Name eng verknüpft. — Am 15. Juli 1867 war als erste Eisenbahn im Herzogtum Oldenburg die Strecke Oldenburg—Bremen dem Betriebe übergeben worden, Ranafier war es daher vergönnt, die Entwicklung der Eisenbahnen seiner neuen Heimat aus kleinsten Anfängen mitzuerleben, sie erfolgreich zu beeinflussen.

Reich an vielseitigem Wissen, außergewöhnlich praktisch veranlagt, widmete Ranafier seine ganze nie erlahmende Arbeitskraft seinem verantwortungsvollen Berufe.

Wer möchte so vermessen sein im Rahmen eines kurzen Nachrufes für den hochverdienten Mann all der Leistungen zu gedenken, die ihm die Oldenburgischen Staatsbahnen, die ihm darüber hinaus die Fachwelt verdankt? — Seine besondere Liebe galt dem Lokomotivbau, es darf daher nicht Wunder nehmen, daß Ranafiers Name durch seine Leistungen auf diesem Sondergebiet seinen Fachgenossen besonders eingeprägt wurde. Es möge hier nur daraufhingewiesen werden, daß Ranafier an der Durchbildung der Lentz-Ventilsteuerung, die er erstmalig im Jahre 1909 bei Lokomotiven der Oldenburgischen Staatseisenbahnen verwandte, wesentlichen Anteil hat. Es darf ferner verwiesen werden auf Veröffentlichungen im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ und in den „Hanomag-Nachrichten“, wo sich Beschreibungen der Tender-Querkupplung, des Dampftrockners Bauart Ranafier und der Anfahrvorrichtung Bauart Ranafier finden lassen.

Nicht geringer ist Ranafiers zielbewußte Beeinflussung der Entwicklung der Personenwagen, der Güterwagen und der im Dienste der Oldenburgischen Staatsbahnen stehenden Fährschiffe.

Unvergessen sind gewißlich all die Anregungen, die seine Fachkollegen in den vielen Ausschüssen denen Ranafier angehörte, von ihm empfangen durften.

Dem an der günstigen Entwicklung der Bahnen seines Heimatlandes so hervorragend beteiligten Beamten wurden ehrende Anerkennungen seiner Regierung, hohe Auszeichnungen seines Landesfürsten zuteil.

Am 1. Oktober 1899 wurde Ranafier maschinentechnisches Mitglied der Großherzoglichen Eisenbahndirektion, am 17. Januar 1901 zum Oberbaurat und am 17. Januar 1912 zum Geheimen Oberbaurat ernannt. Am 1. November 1916 trat Ranafier nach 46jähriger, an Erfolgen reich gesegneter Tätigkeit, in den wohlverdienten Ruhestand.

Ausgestattet mit einer glänzenden Gesundheit hat Ranafier bis vor wenigen Wochen diesen Ruhestand in herzerfreuender Frische genießen dürfen — zur Freude seiner Familie und seiner vielen Freunde.

Aufrichtig trauern mit seiner Gattin, mit der er in glücklichster Ehe lebte, seinen beiden Töchtern und seinem Sohn, Reichsbahnoberrat Max Ranafier, Mitglied der Reichsbahndirektion Erfurt, seinem Schwiegersohn, seiner Schwiegertochter und seinen Enkeln und Urenkeln, seine Kollegen und die ihm früher unterstellten Beamten und Arbeiter, denen er allezeit Freund und Berater war.

Ein prächtiger Mensch ist in Heinrich Ranafier von uns gegangen — ein Gedenken in Liebe und Verehrung ist ihm gewiß.

Arzt.

# Berichte.

## Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

### Über die verschiedenartige Schwächung von sichtbarer und ultraroter Strahlung beim Durchgang durch Tauschichten, insbesondere im Hinblick auf die Wirksamkeit der optischen Zugbeeinflussungseinrichtung.

Von **C. Müller, R. Frisch** und **W. Scheib.**
(Mitteilung aus der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt.)

Durch die schweren wiederholten Unglücksfälle, welche im letzten Jahre Flugzeuge in dichtem Nebel durch das Versagen der Orientierungsmöglichkeit erlitten haben, ist neuerdings verstärkt die allgemeine verkehrstechnische Aufmerksamkeit auf die wichtige strittige Frage gelenkt worden, ob ultrarote Strahlen als Signalisierungsmittel weniger von atmosphärischen Trübungsstörungen (durch Nebel, Rauch, Taubeschläge) beeinträchtigt werden als das bisher übliche sichtbare Signallicht. Die Frage ist von besonderer Bedeutung für das von Dr. Bäseler erfundene System der optischen Zugsicherung im Eisenbahndienst.

Bei diesem System (Opsi)*) wirft bekanntlich ein auf der Fahrstrecke befindlicher Tripelspiegel (Raumspiegel) einen durch die Lokomotive dauernd nach oben gesandten Scheinwerfer-Lichtkegel im Augenblick des Vorbeifahrens nach der Lokomotive zurück auf eine dort angebrachte Selenzelle, wo er in Verbindung mit einem Verstärker und einem geeigneten Relais dann das gewünschte Signalwarnzeichen oder die Zwangsbremsung auslöst.

*) Z. d. V. D. I. Bd. 73 (1929) S. 654.

Diese Einrichtung arbeitet infolge ausreichenden Lichtüberschusses auf den hierbei vorliegenden kurzen Strahlungswegen auch bei Nebel genügend betriebssicher. Dagegen können dichter Rauch und Taubeschläge der dem Wetter ausgesetzten Tripelspiegel, wenn auch nur unter sehr seltenen Umständen starke, die Signalwirkung gefährdende Absorptionen bzw. Zerstreuungen des Signallichts hervorrufen.

Zu der Erwartung, daß bei Taubeschlägen ultrarote Strahlen eine geringere Zerstreuungsschwächung erfahren, berechtigt das Rayleighsche Gesetz, wonach die Streuung von Licht an sehr kleinen Teilchen bei steigender Wellenlänge umgekehrt proportional $\lambda^4$ ist, also bei längeren Wellen stark abnimmt. Wenn auch beim Tau die Tröpfchen nicht sehr klein (gegen die Lichtwellenlänge) sind, so ist doch wenigstens qualitative Gültigkeit, also jedenfalls verminderte Streuung bei größeren Wellenlängen zu erwarten. Zur Prüfung dieser Frage stellte auf Anregung von Herrn Dr. Bäseler die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt dankenswerterweise Mittel zur Verfügung. Unsere in der Reichsanstalt durchgeführten Versuche haben nun in der Tat eine recht erhebliche Zunahme der Durchlässigkeit nach längeren Wellen hin ergeben. Praktisch wäre daraus wohl die Folgerung zu ziehen, daß es vorteilhafter wäre, für die Signalisierung statt der bisher benutzten, für sichtbares Licht empfindlichen Selenzellen entsprechend den Vorschlägen von C. Müller*) Thalofidezellen zu verwenden, deren Empfindlichkeitsmaximum bei etwa 1 $\mu$ liegt.

*) Z. d. V. D. I. Bd. 73 (1929) S. 1859.

Die Versuchsanordnung war den Verhältnissen bei der optischen Zugsicherung annähernd nachgebildet. Das Licht einer 600 Watt-Kinolampe fiel, durch eine Linse konzentriert, auf einen Tripelspiegel; das eine der beiden durch ihn entworfenen Lampenbilder wurde durch ein Reflexionsprisma auf den Spalt eines Spiegelspektrometers geworfen. In dem dadurch erzeugten Spektrum stand ein Mollsches Vakuumthermoelement, das mit einem Zernicke-Galvanometer verbunden war. Um den von dem Thermoelement erfaßten Spektralbereich schnell und bequem verändern zu können, stand davor im Strahlengang drehbar eine

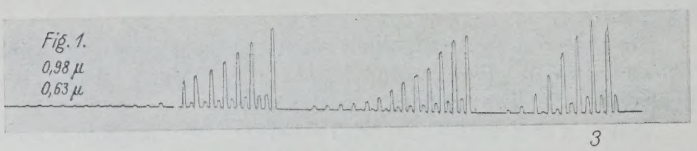



Abb. 1.

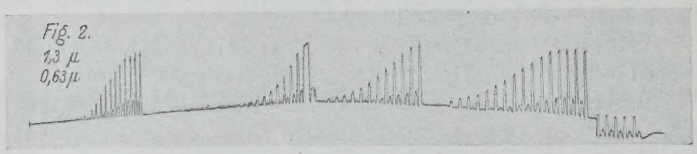



Abb. 2.

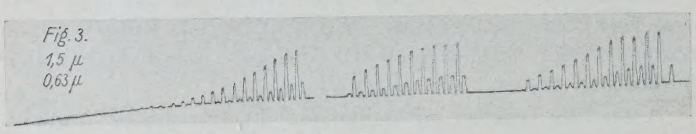



Abb. 3.

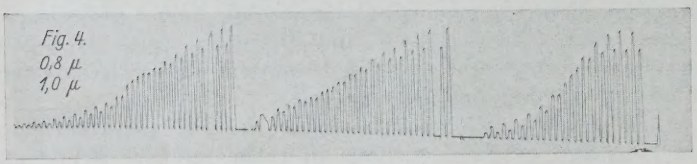



Abb. 4.

Abb. 5.

dicke, planparallele Quarzplatte. Durch Hin- und Herdrehen dieser Platte zwischen zwei passend eingestellten Anschlägen war es möglich, das Spektrum schnell um einen genau bestimmten Betrag zu verschieben und also in rascher Folge abwechselnd Messungen bei zwei verschiedenen Wellenlängen durchzuführen. Die Ausschläge des Galvanometers wurden photographisch registriert.

Um zu Versuchszwecken den Spiegel mit Tau zu überziehen, wurde er von der Rückseite her (unter Zwischenlage einer dünnen Gummimembran) mit Schnee gekühlt, wobei er zunächst noch blank blieb, da die Luft im Zimmer zu trocken war. Sodann wurde mit der Registrierung in der oben beschriebenen Weise begonnen und gleich darauf ein mit einem passenden Ausschnitt für die Strahlen versehener, innen benetzter Pappkasten über den Spiegel gesetzt. Auf diese Weise wurde künstlich eine feuchte Atmosphäre geschaffen, in der sich der Spiegel ziemlich schnell mit einem feinen gleichmäßigen, allmählich dicker werdenden Tau überzog.

In den Registrieraufnahmen (Abb. 1 bis 5) ist dies deutlich zu erkennen. Anfangs kommen stets einige Messungen bei blankem Spiegel, dann gehen die Intensitäten des durchgelassenen Lichtes und damit die Galvanometerausschläge allmählich bis auf einen kleinen Bruchteil des anfänglichen Wertes herunter. Und zwar fällt, wie man ohne weiteres erkennt, die kurzwellige Intensität schneller ab als die langwellige. Besonders deutlich ist dies auf den Abb. 4 und 5 zu sehen, wo die kurzwellige Strahlung anfangs die intensivere ist, später aber, bei fortschreitender Betauung, ebenso schwach oder sogar schwächer wird als die langwellige.

Die mit dieser vorläufigen Anordnung und wechselseitigen Messung erhaltenen Werte zeigen naturgemäß Schwankungen. Immerhin geht aus den Aufnahmen z. B. Kurve 3, Abb. 1 genügend sicher hervor, daß eine Tauschicht, welche Licht von $\lambda = 0{,}63\ \mu$ auf 5 % herabsetzt, Strahlung von $1\ \mu$ Wellenlänge nur auf etwa 10 bis 15 %, d. h. zwei bis dreimal weniger schwächt. Besonders wichtig ist dabei, daß die Überlegenheit der ultraroten Strahlen gerade bei den intensivsten Schwächungen in Erscheinung tritt.

Die vorläufigen Schwankungen in unseren Aufnahmen rühren teils daher, daß auf dem betauenden Spiegel einzelne Stellen blank blieben, teils davon, daß der schnellen Veränderlichkeit des Tauüberzugs Thermoelement und Galvanometer, sowie die Umschaltvorrichtung nicht schnell genug folgen konnten. Weitere Versuche mit verbesserten Hilfsmitteln sind in Vorbereitung.

## Probefahrten mit der Božić-Bremse.

In den Tagen vom 14. bis 21. September l. J. fanden in der Tschechoslovakei Vorführungsfahrten mit der Božić-Bremse statt, welche vom tschechoslovakischen Eisenbahnministerium veranstaltet wurden, um verschiedenen ausländischen Eisenbahnverwaltungen Gelegenheit zu geben, sich über die Vorteile der Božić-Bremse im praktischen Betriebe zu überzeugen. An diesen Fahrten beteiligten sich außer Beamten der tschechoslovakischen Staatsbahnen auch Vertreter der österreichischen, deutschen, griechischen, polnischen, jugoslavischen, rumänischen, bulgarischen, ungarischen und chinesischen Eisenbahnen, sowie eine Anzahl von Bremsfachleuten. Die Fahrten selbst wurden auf ebener Strecke zwischen Trencin-Teplá und Zilina und im Gefälle auf der Strecke Piargy—Hronská Breznica, das eine Neigung bis zu 19 ‰ hat, durchgeführt.

Die Fahrten hatten ein durchaus günstiges Ergebnis und zeigten, daß die Božić-Bremse technisch den an sie gestellten Anforderungen in jeder Beziehung entspricht. Die Bremse wurde an einem stehenden Zug und an einem fahrenden Zug mit 100 leeren Güterwagen bzw. 50 beladenen Güterwagen eingehend erprobt, wobei festgestellt wurde, daß die Bremse über eine äußerst schnelle Durchschlagsgeschwindigkeit verfügt und der Lokomotivführer den Zug jederzeit voll beherrscht.

Erwähnenswert ist dabei die Einfachheit der Bremse, die, trotzdem sie als Einkammerbremse ausgebildet ist, allen Vorschriften des Internationalen Eisenbahnverbandes vollständig entspricht.

Die Božić-Bremse ist bereits in der Tschechoslovakei und in Jugoslavien grundsätzlich angenommen und in Einführung begriffen.

## Einkammerdruckluftbremse mit Zusatzlöseventil.

Im Heft 4 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ vom 15. Februar 1930 ist das von den österreichischen Ingenieuren Rihosek und Leuchter konstruierte Zusatzlöseventil für Einkammerbremsen besprochen worden, durch das ein stufenweises Lösen und Unerschöpflichkeit der Bremskraft erreicht wird. Wie uns mitgeteilt wird, kann der Mangel dieses Ventils, daß durch den Lokomotivführer nach einem allenfallsigen Überladen der Bremseinrichtungen die Bremse nicht vollständig los wird, durch Beifügung einer weiteren Einrichtung beseitigt werden. Diese in einem Gehäuse untergebrachte Einrichtung (s. schematische Abb.) sind das Ventil NV, der mit ihm fest verbundene Membrankolben T und die Belastungsfeder S. Der Raum über dem Ventil ist mit dem Hilfsbehälter, jener unter dem Ventil mit dem Steuerbehälter verbunden. Die Kraft der Feder S, die den Membrankolben T nach oben und damit das Ventil NV auf seinen Sitz drückt, wird so eingestellt, daß das Ventil nach Übersteigung des Regeldruckes von 5 at im Steuerbehälter nach abwärts gedrück

also geöffnet wird und so den Hilfsbehälter mit dem Steuerbehälter verbindet. Sinkt nun der Druck auf 5 at, so wird das Ventil geschlossen und die Verbindung vom Steuerbehälter und Hilfsbehälter wieder unterbrochen. Auf diese Weise wird der Druck der Steuerkammer auf höchstens 5 at erhalten.

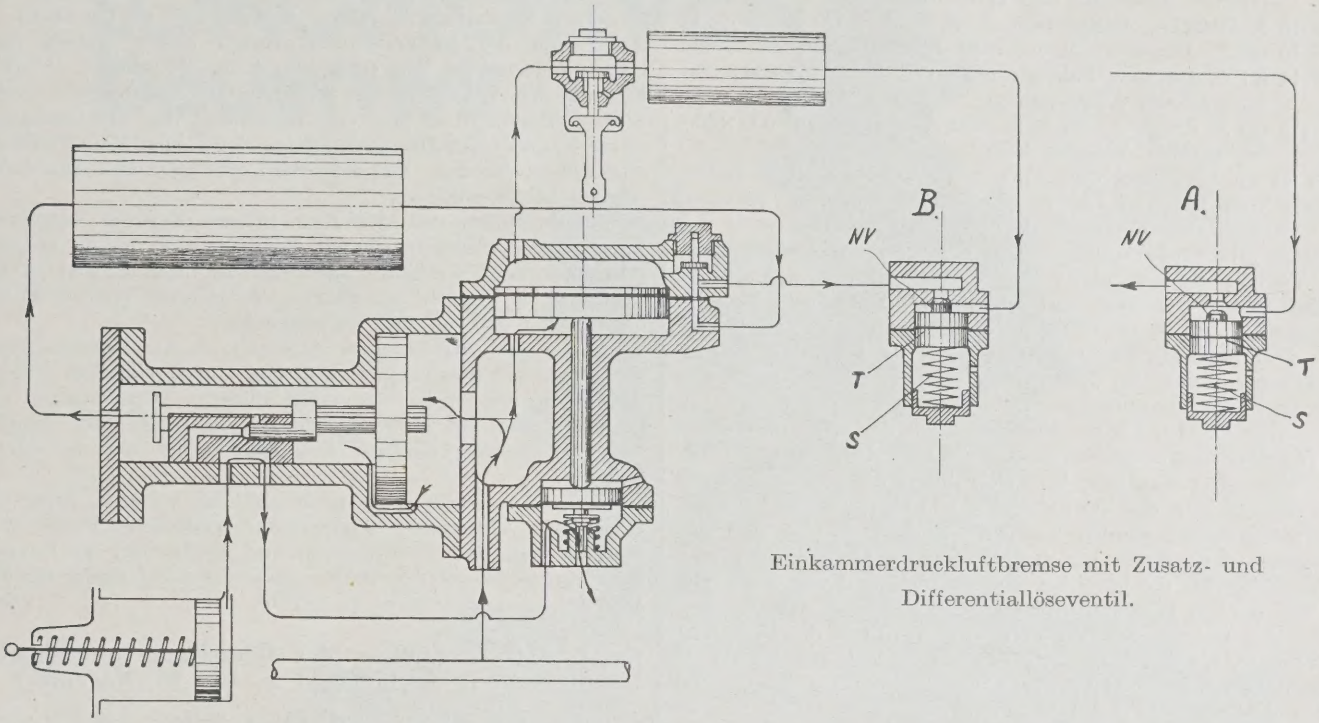
Die neue Einrichtung verlangt genaues Anzeigen des Leitungsdruckmessers auf der Lokomotive. Zeigt dieser weniger als den richtigen Druck an, so sind immer noch Störungen im Lösevorgang möglich; zeigt er hingegen mehr an, so kann die Bremse wohl völlig gelöst werden, der Bereich des stufenweisen Lösens wird kleiner, aber nur beim erstmaligen Anbremsen. Ähnliche Unregelmäßigkeiten können an einzelnen Wagen auftreten, wenn die Feder des Membrankolbens nicht an allen Wagen auf genau gleiche Stärke eingestellt ist oder sich im Laufe der Zeit selbst verändert.

Um der nachteiligen Wirkung ungenauen Anzeigens der Druckmesser auf der Lokomotive zu begegnen, wird die Feder S des Membrankolbens T in Wirklichkeit so gespannt, daß das Ventil NV sich erst bei 4,8 atü schließt. Jedenfalls ist der besprochene Mangel nicht größer als bei anderen rückwärts regelbaren Druckluftbremsen.

Als Vorteil des Differentiallöseventiles ist seine verhältnismäßige Einfachheit zu bezeichnen, ferner seine feine Abstufbarkeit der Bremskraft im Lösevorgang und die auf der mathematischen Abhängigkeit des Bremszylinderdruckes vom Leitungs- bzw. Hilfsbehälterdruck beruhende Unerschöpflichkeit der Bremskraft.

Die österreichischen Bundesbahnen führen derzeit dieses Ventil für ihre Schnellzüge ein.

Röder.




Einkammerdruckluftbremse mit Zusatz- und Differentiallöseventil.

# Werkstätten; Stoffwesen.

## Normung im Lokomotivbau.

Im Jahre 1930 wurde vom Engeren Lokomotiv-Normen-Ausschuß, Hannover, eine Reihe neuer Norm-Blätter für den Lokomotivbau herausgegeben.

Seit dem letzten im Heft 24 vom 15. Dezember 1929 erschienenen Bericht sind folgende wichtigeren Lon-Blätter erschienen:

LON 2330 Reglerrohre für 80 bis 200 Nenndurchmesser
„ 3191 Kesselsicherheitsventil, Bauart Ackermann, Nennweite 45, Anschluß und und Einbaumaße
„ 3192 Desgleichen, Nennweite 60, Anschluß und Einbaumaße
„ 3301 Indikatoranschluß mit Blindverschraubung
„ 4321 Bl. 1. Vorderer Pufferträger, schwer, aus 15 mm Preßblech, Bauhöhe 350 mm, Konstruktionsblatt
„ 4321 Bl. 2. Desgleichen, aus 20 mm Preßblech, Bauhöhe 350 mm, Konstruktionsblatt
„ 4321 Bl. 3. Desgleichen, aus 20 mm Preßblech, Bauhöhe 326 mm, Konstruktionsblatt
„ 4501 Kupplung zwischen Lokomotive und Tender, mit Spannvorrichtung, schwer, Übersicht
„ 4502 Desgleichen, schwer, Zusammenstellung
„ 5541 Schmiergefäß, einfach
„ 6031 Feste Fenster, Schiebefenster, Fensterrahmenquerschnitte, Konstruktionsblatt
„ 6033 Schiebefenster mit Holzrahmenabdichtung, Konstruktionsblatt
„ 6034 Bl. 2. Drehfenster, Fensterrahmenquerschnitte, Konstruktionsblatt
LON 6035 Bl. 1. Klappfenster, Zusammenstellung, Fensterrahmenquerschnitte
„ 6039 Schutzfenster beweglich, Zusammenstellung, Rahmen
„ 6040 Schutzfenster fest. Zusammenstellung, Rahmen
„ 6042 Fenster, Glasgrößen, Profilgummi
„ 6431 Wasserentnahmeeinrichtung am Tender, Übersicht
„ 6436 Desgleichen, Saugkasten, lang, Zusammenstellung
„ 8021 Schmierpumpe, Bauart Bosch, Erzeugungsdruck bis 200 kg/cm², Anschluß- und Einbaumaße
„ 8024 Tropfenzeiger, Bauart Bosch, Anschluß- und Einbaumaße
„ 8026 Ölsperre, Bauart Woerner, Öffnungsdruck 35 kg/cm², Anschluß- und Einbaumaße
„ 8035 Pyrometer, Bauart Siemens und Halske, Anschluß- und Einbaumaße
„ 8040 Bl. 1. Verbund-Speisepumpe 250 l/min, Bauart Nielebock-Knorr, Anschluß- und Einbaumaße.

Ferner sind an wichtigeren geänderten Lon-Normen erschienen:

LON 10 2. Ausgabe, April 1930, Normaldurchmesser (Paßdurchmesser)
„ 2003 3. Ausgabe, April 1930, Kipproststäbe
„ 2301 (2) 2. Ausgabe, Juni 1930, Schieberregler-Zusammenstellung
„ 2304 2. Ausgabe, Juni 1930, Schieberregler, Grundschieber
„ 2305 (2) 2. Ausgabe, Juni 1930, Schieberregler, Entlastungsschieber

LON 2311 (2) 2. Ausgabe, Juni 1930, Ventilregler, Zusammenstellung
„ 2321 2. Augabe, Mai 1930, Reglerstopfbuchse 30 mm Bohrung, Zusammenstellung
„ 2322 (2) 2. Ausgabe, Mai 1930, Reglerstopfbuchsen 45 mm Bohrung, Zusammenstellung
„ 3603 2, Ausgabe, Oktober 1930, Gasbeleuchtung, Signallaterne, Anschluß- und Einbaumaße
„ 5010 2. Ausgabe, August 1930, Kolbenringe, Überstreifringe
„ 5510 (2) 2. Ausgabe, August 1930, Steuerungsbolzen
„ 6114 (2) 2. Ausgabe, Februar 1930, Wassereinlauf 800 × 300 für seitliche Wasserkasten
„ 6115 (2) 2. Ausgabe, Februar 1930, Wassereinlauf 600 × 300 für seitliche Wasserkasten

Es ist zu begrüßen, daß auch heuer wieder weitere Lokomotivteile vom Engeren Lokomotiv-Normen-Ausschuß genormt wurden. Durch den Fortgang der Normungsarbeiten wird bei den neu zu erbauenden Lokomotiven eine gewisse Vereinfachung in der Vielheit der Bauteile erreicht, die sich vor allem beim Austausch von abgenützten und schadhaften Teilen sehr vorteilhaft auswirkt. Einen nicht zu unterschätzenden Vorteil haben hiervon die Lokomotiv-Ausbesserungswerke, da der Bestand ihrer Ersatzteillager durch die Einführung einheitlicher Bauteile für eine große Reihe verschiedener Lokomotivgattungen wesentlich herabgedrückt werden kann. Abgesehen von der nicht unwesentlichen Verminderung des in den Ersatzteillagern der Ausbesserungswerke festgelegten Kapitals, läßt sich durch die Normung auch leichter ermöglichen, daß für möglichst alle Bauteile Ersatzstücke auf Vorrat gehalten werden können. Zudem erweist sich die Anfertigung einer Reihe gleicher Ersatzteile stets billiger und wirtschaftlicher als die jeweilige Einzelanfertigung von nicht auf Lager befindlichen Einzelteilen.

Für den Betrieb ergeben sich insofern durch die Normung große Vorteile, als das Lokomotivpersonal bei Wechsel der Lokomotivgattung die gleichen Apparate und Einrichtungen vorfindet und sich deshalb mit der Bedienung einer neuen Lokomotive rasch vertraut machen kann.

Wenn auch bei den Lokomotiven älterer Bauart die Normung nicht in allen Fällen durchzuführen ist, weil dadurch zu große und kostspielige Umbauten erforderlich würden, so werden doch soweit irgend möglich auch bei diesen Lokomotiven die deutschen Normen für den Lokomotivbau verwendet.

Es ist zu hoffen, daß auch weiterhin die Normungsarbeiten in dem bisherigen Umfang fortgesetzt werden.

## Über die Verwendung von Aluminiumlegierungen bei den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten.

Im Heft vom 8. Februar 1930 der Zeitschrift Railway Age berichten einige Mitglieder der Aluminium Company of America und Eisenbahnfachleute über den derzeitigen Stand der Verwendung von Aluminiumlegierungen hauptsächlich im Fahrzeugbau. Wir entnehmen den Ausführungen folgendes:

Die bei der Herstellung von Fahrzeugteilen aus Aluminium befürchteten Schwierigkeiten sind nicht eingetreten, weil die Ofentemperaturen genau mit dem Pyrometer gemessen wurden. Seit 1926 macht bei der Alton- und Southern-Bahn eine Verschiebelokomotive Dienst, deren Kuppelstangen und Steuerungsteile aus einer Aluminiumlegierung hergestellt sind. Man will dabei eine bedeutende Ersparnis an Unterhaltungskosten sowohl für das Fahrzeug als auch für den Oberbau festgestellt haben, letzteres wegen der geringen Fliehkräfte der leichten Stangen und Gegengewichte. An Gewicht wurden dabei 42% gespart.

Erstmals wurde Aluminium bei den Wagen für eine Vorortlinie der Illinois Central-Bahn im Jahre 1923 zu Dächern, Türen, Rohrleitungen und Innenausrüstungen angewendet. Bei jedem Wagen wurden etwa 4000 kg an Gewicht erspart. Später kam Aluminium beim vollständigen Wagenkasten, schließlich auch noch bei Untergestellen und Drehgestellen zur Anwendung. Besonders bei Triebwagen mit Verbrennungsmotoren bevorzugt man es heute wegen der Gewichtsersparnis, die man hier für die begrenzte Leistung der Motoren besonders nötig hat.

Gegenwärtig kostet Aluminium acht- bis neunmal soviel wie Stahl. Man schätzt, daß jedes ersparte Kilogramm Gewicht gegenüber der Bauart aus Stahl zusätzlich etwa 45 Cent kostet. Der größte Vorteil der leichteren Aluminium-Bauart wird in der Ersparnis an Antriebsarbeit erblickt.

Ferner soll der Aluminiumwagen der gegebene Sicherheitswagen sein. Die Neigung zum Brechen der Streben und Säulen des Wagenkastens bei Zusammenstößen ist wegen der dreimal so großen Elastizität bei Aluminium geringer als bei Stahl. Allerdings sind die Instandsetzungskosten höher, jedoch hat der Schrot einen Wert von 40 bis 60% des Neustoffes. Unter dem Einfluß der Wärme dehnt sich Aluminium doppelt soviel als Stahl. Trotzdem ist die Verschiedenheit der Ausdehnung nicht so stark, daß beim Zusammennieten der beiden Metalle die Nieten abgescheert würden. Zur Sicherheit gibt man dem Aluminiumteil eine leichte Ausbiegung.

Beim Biegen von Aluminium müssen die für die verschiedenen Legierungen vorgeschriebenen Temperaturen genau eingehalten und überwacht werden. Insbesondere beim Biegen in kaltem Zustande ist Vorsicht am Platze. Aluminium höherer Festigkeit beginnt bei 230 bis 260° zu erweichen.

Ein gut aufgebrachter Anstrich an Aluminiumwagen hält länger als bei Stahlwagen, weil das von Roststellen ausgehende Abblättern der Farbschicht nicht auftritt. Anfressungen wurden an den bisher im Betrieb befindlichen Wagen aus Aluminium nicht beobachtet, weshalb anzunehmen ist, daß es sehr haltbar ist.

Zum Schlusse wird noch auf die anderen Anwendungsgebiete für Aluminium hingewiesen: Wellbleche, Fensterrahmen, Fensterflügel und Schornsteine aus Aluminium an Lokomotivschuppen haben sich haltbarer unter der Einwirkung der Rauchgase erwiesen als andere Baustoffe. Bttgr.

## 13. Hauptversammlung der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde in Berlin vom 8. bis 10. November 1930.

Von den größeren Vormittagsvorträgen bezogen sich zwei — von L. Weiss und Dr. W. Rohn — auf das Walzen und einer — von Dr. O. Busse — auf das Pressen von Metallen. Die beiden ersteren betrafen Bau und Konstruktion der Walzstraßen und zweckmäßige Anordnung und Ausgestaltung der Hilfsvorrichtungen. Der letztere behandelte Vorteile und Nachteile der Dickschen Metallstrangpressen.

Der erste Nachmittagsvortrag von Dr. Ing. R. Kühnel hatte „Erfahrungen mit Feuerbuchs- und Stehbolzenkupfer in England und Deutschland“ zum Thema. Beim Stehbolzen wurde die Frage der Bruchursache erörtert und darauf hingewiesen, daß der Stehbolzenbruch nach seiner Ausbildung nur als Dauerbruch angesehen werden kann. Durch Legierung läßt sich die Dauerfestigkeit des Kupfers erhöhen. Man erreicht aber anscheinend sehr bald ein Optimum, von dem ab sich die Neigung des Stehbolzens, im Gewinde oder am Konus zu brechen, wieder erhöht. In Deutschland wird dem Stehbolzenkupfer etwa 0,5% Zinn, in England etwa 0,05% Silber zugesetzt.

Ferner wurde die Frage der sogenannten Abzehrung der Feuerbuchse auf der Feuerseite noch erörtert. Nach englischer Ansicht ist es hauptsächlich austretendes Leckwasser (infolge mangelnder Dichtigkeit der Gewinde), das Sulfide und Chloride der über dem Kupfer liegenden Rußschicht zur Einwirkung bringt und ablöst. Auch hier legiert man das Feuerbuchskupfer, damit das Gewinde nicht durch Warmverformung undicht wird. In Deutschland hält man es mehr mit dem aufgedornten Stehbolzen. Versuche mit der gleichen Zinnlegierung sind für Stehbolzen schon im Gange.

Hierauf sprach Dr. Ing. G. Welter über das Erstarren von Leichtmetallschmelzen unter hohem Preßdruck und den günstigen Einfluß dieses hohen Druckes auf Feinheit des Aufbaus und Verbesserung der mechanischen Eigenschaften.

Die weiteren Vorträge waren kleine 10 Minuten Vorträge von rein metallurgischem oder physikalisch-chemischem Inhalt, deren Inhaltsangabe sich hier erübrigt. Dr. Kühnel.

## Zuschrift.

Zu dem Bericht in Heft 19 d. J. **„Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen“** erhalten wir von Herrn Reichsbahnoberrat Hampke-Altona die Mitteilung, daß die Preßzange schon im Jahre 1890 (siehe Organ 1890, Seite 55) in Deutschland bekannt gewesen und auch bei einigen Betriebsämtern und Bauinspektionen benutzt worden ist. Sie stammt von Baurat Jacobi-Stettin. Weitere Verbreitung hat sie nicht gefunden. Sie kommt für unseren heutigen Oberbau nicht in Betracht.

Für die Schriftleitung verantwortlich; Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter, G.m.b.H. in Wiesbaden.

FÜR ALLE LOKOMOTIVEN bauen wir

DRUCKLUFT-BREMSEN UND LUFT-PUMPEN

VORWÄRMER-ANLAGEN
SPEISEWASSER-PUMPEN
DRUCKLUFT= LUFTSAUGE-UND DRUCKAUSGLEICH VENTILE LÄUTEWERKE U. SANDSTREUER

KNORR-BREMSE A-G
BERLIN O112 LICHTENBERG

# PÖGE ELEKTRICITÄTS-AKTIENGESELLSCHAFT CHEMNITZ

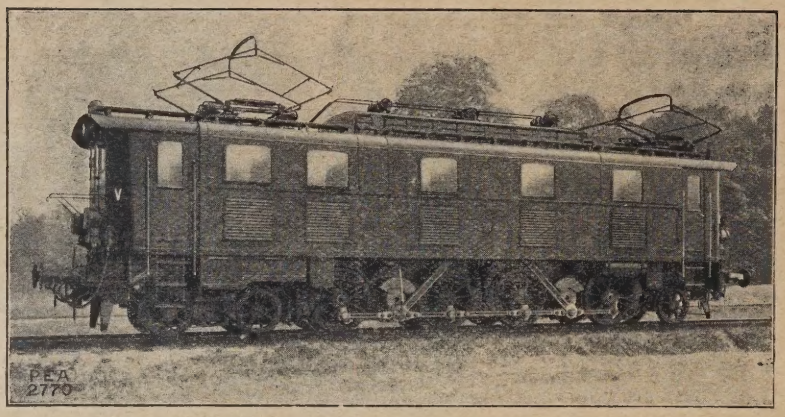


Abb. 1. Elektrische Personen- und Güterzuglokomotive 2D1 Gattung E 79 der Deutschen Reichsbahn.
Stundenleistung 2000 PS bei 17—36 km/h, Höchstgeschwindigkeit 65 km/h, 15000 Volt Fahrdrahtspannung, 116,3 t Dienstgewicht.

Das Arbeitsgebiet „Bahnwesen" ist im Hause der Pöge E. A., Chemnitz, noch verhältnismäßig jung. Abgesehen von gelegentlichen Lieferungen einzelner Motoren etc. für Grubenlokomotiven, die bis in die Pionierjahre der Elektrotechnik zurückführen, wurde der für die Öffentlichkeit entscheidende Schritt erst im Jahre 1923 getan. Mit der Übernahme eines Bauauftrages der Deutschen Reichsbahn auf zwei elektrische Personen- und Güterzuglokomotiven der Achsfolge 2D1 begann die Bahnabteilung der Pöge E. A. ins Leben zu treten. Die beiden Lokomotiven waren in erster Linie bestimmt für die Zugförderung auf der bekannten Bergstrecke Reichenhall-Berchtesgaden, die in ihrer Art eine Besonderheit im deutschen Eisenbahnnetz darstellt. Es sind dort mittlere Steigungen von 40 ‰ auf Längen von mehr als 5 km zu überwinden und desgleichen Gleislängen von 1—2,6 km in Kurven von 180—200 m Halbmesser. Zur störungsfreien Betriebsführung unter so schwierigen Verhältnissen mußten für den fahrzeug- wie elektrotechnischen Teil der Lokomotiven besondere Vorsichtsmaßregeln getroffen werden; (siehe u. a. „Organ" 1924, Seite 180). Das Fahrzeug (Erbauer J. A. Maffei, München) erhielt ein vorderes dreiachsiges Lotterdrehgestell und eine hintere Bisselachse, außerdem Spurkranzschwächung der 2. und 3. Kuppelachse. In dieser Weise ergaben sich hervorragend gute Laufeigenschaften in den Kurven bei mäßiger Spurkranzabnützung. Die zwei in einer gemeinsamen Wanne im Rahmen hoch gelagerten Antriebsmotoren von 2 × 1000 PS arbeiten über ein doppelseitiges gemeinsames Zahnradvorgelege mit gedämpften Ritzeln auf einen Doppel-Parallel-Kurbeltrieb („Stangenwinkel 90°) der frei von Schüttelschwingungen ist. Diese Antriebsart ist Professor Lotter geschützt. Im Verein mit einem Kollektor-Regler nach DRP 386 389 der Pöge E. A. zur stufenlosen Spannungsregelung ergibt sie fahrplanmäßig ohne Sand eine Ausnützungsmöglichkeit des Reibungsgewichtes von rund 75 t bis zu 26,5 % vor einem Zuggewicht bis zu 200 t auf der erwähnten Steilrampe. Die gesamte elektrische Ausrüstung ist sehr vorsichtig ausgelegt, was u. a. in der äußerst niedrigen Bürstenabnützung von nur 0,04 mm je 1000 Kommutatorkilometer im Mittel zum Ausdruck kommt. Die Betriebsergebnisse von 2 1/2 Jahren lassen deutlich die Möglichkeit einer rund 20 bis 25 prozentigen Leistungssteigerung bei geeigneter Fortentwicklung dieses Vierkupplertyps von rund 116 t Dienstgewicht bei einem höchsten Achsdruck von rund 18,5 t erkennen. Können diese ausgesprochenen Berglokomotiven (nach Abb. 1) als eine bereits in erster Ausführung gelungene Spitzenleistung im Vollbahnwesen angesprochen werden, so gehören zum Arbeitsgebiet „Bahnwesen" der Pöge E. A. der Bau von Motoren für Vollbahntriebwagen, von Dieselelektrischen Lokomotiven und elektrischen Industriebahnlokomotiven jeder Art (siehe z. B. Abb. 2) die Lieferung vollständiger Straßenbahnwagen-Ausrüstungen einschließlich solcher für Niederflurwagen, desgleichen von Ausrüstungen für elektrische Oberleitungsomnibusse und benzinelektrische Fahrzeuge. Als wichtiges, der Entwicklung nach ältestes Sondergebiet ist schließlich noch zu nennen die Schaffung elektrischer Beleuchtungseinrichtungen für Dampflokomotiven und Kleinbahnzüge.

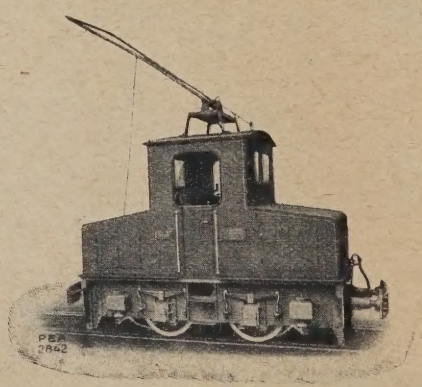


Abb. 2. Förderbahnlokomotive A A 600 Volt Gleichstrom, 20 km/h Höchstgeschwindigkeit, Stundenleistung 70 PS bei 10 km/h, Spurweite 900 mm.

# Die „Stug"

## Studiengesellschaft für Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven, Kassel.

Die „Stug" wurde auf Anregung des Deutschen Braunkohlen-Industrie-Vereins und der Deutschen Reichsbahn mit dem Ziele ins Leben gerufen, im Lokomotivbetrieb auch Brennstoffe zu verwerten, die bis dahin als nicht verwendbar betrachtet werden mußten. Zu solchen zählten insbesondere die Braunkohle und die bei der Steinkohlenförderung anfallenden Steinkohle, ferner der beim Brikettieren sich ergebende Sichtstaub. Das erste Ziel der Stug bestand demgemäß darin, eine für Braunkohlen- wie für Steinkohlenstaub geeignete Lokomotivfeuerung durchzubilden, zwangläufig ergab sich in neuerer Zeit ein Uebergreifen der Arbeiten auf die Fragen der Staubfeuerung für ortsfeste Anlagen.

Der Stug gehören an die Lokomotivbauanstalten

A. Borsig G. m. b. H., Berlin-Tegel

Hanomag, Hannover-Linden

Henschel & Sohn A. G., Kassel

Fried. Krupp A. G., Essen-Ruhr

Berliner Maschinenbau A. G.
vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N 4

sowie

das Mitteldeutsche Braunkohlen-Syndikat G. m. b. H., Leipzig C 1

das Ostelbische Braunkohlen-Syndikat G. m. b. H., Berlin NW 7

das Rheinische Braunkohlen-Syndikat G. m. b. H., Köln

das Rheinisch-Westfälische-Kohlen-Syndikat, Essen-Ruhr

und das Oberschlesische Steinkohlen-Syndikat G. m. b. H., Gleiwitz.

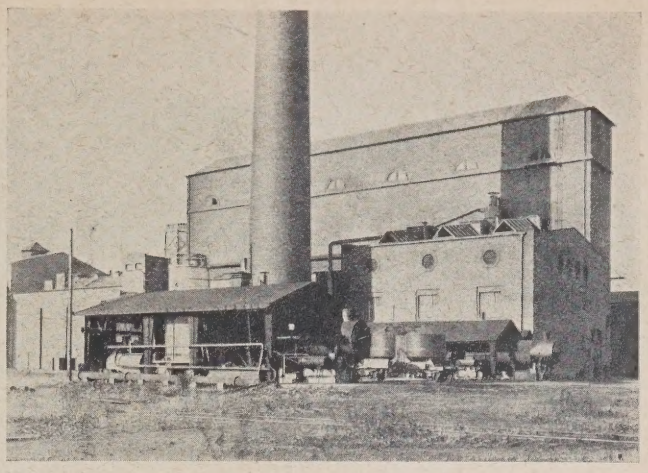
Die Bestrebungen der Stug richteten sich zuerst hauptsächlich darauf, die gestellte Aufgabe für Braunkohlenstaub zu lösen. Sie hatten vollen Erfolg, nicht zuletzt dank der Schaffung des Stug-Brenners, welcher unter der seiner Formgebung entlehnten Bezeichnung „Brausenbrenner" bekannt geworden ist.

Mit diesem Brenner wurden in der Lokomotivfeuerbüchse Feuerraumbelastungen von über 3 Millionen WE/m³, entsprechend einer stündlichen Heizflächenbelastung von über 100 kg/m² Dampf erreicht! Diese hervorragenden Ergebnisse führten zu Aufträgen der Reichsbahn, gemäß welchen schwere Güterzuglokomotiven der Gattung G 12 auf Kohlenstaubfeuerung der Bauart „Stug" umzustellen waren. Die Stug-G 12 haben sich im Versuchsbetrieb wie im schwersten Streckendienst der Reichsbahn sehr gut bewährt. Sie werden vorzugsweise zum Befördern der bis zu 1 600 t schweren Gipszüge eingesetzt, die in stark hügeligem Gelände zwischen den Leuna-Werken und den Gipsbrüchen in Niedersachswerfen am Südharz im Pendelverkehr fahren. Weitere Umbau-Aufträge sind kürzlich erteilt.

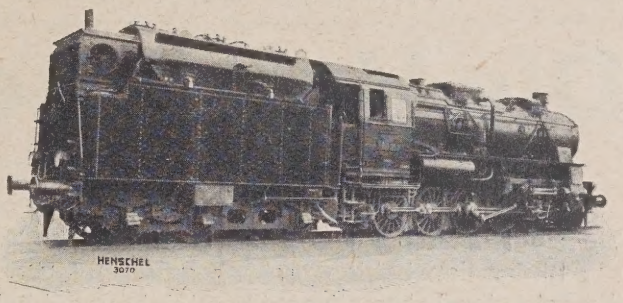
In jüngerer Zeit hat die Stug auch die Steinkohlenstaubfeuerung erfolgreich ausgebildet, weiterhin ist sie daran gegangen, systematisch alle wichtigen, für Staubfeuerung in Betracht kommenden ausländischen Kohlensorten zu untersuchen und die erforderlichen Rückschlüsse auf die bauliche Durchbildung der Feuerung zu ziehen. Sie kann schon jetzt ein abgeschlossenes Urteil über eine Reihe der wichtigsten Brennstoffe – beispielsweise der brasilianischen Nationalkohle und der russischen Braunkohle – abgeben; entsprechend ausgearbeitete Entwürfe für Staubfeuerungen liegen ebenfalls vor.

In ortsfesten Anlagen der verschiedensten Arten hat sich die Stug-Feuerung ebenso erfolgreich einzuführen vermocht wie auf der Lokomotive.

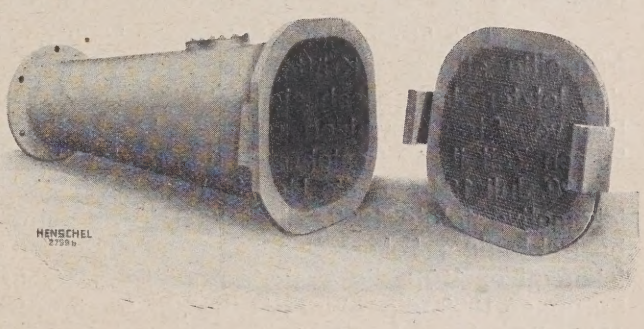
Die Staubfeuerung steht bereits auf einer hohen Stufe der Vollkommenheit. Sie ist nicht nur außerordentlich wirtschaftlich, sondern auch gleichzeitig bedeutend angenehmer im Betrieb und einfacher in der Handhabung als die Rostfeuerung.



Die Versuchsanlagen der Stug auf dem Gelände der Henschel & Sohn A. G. in Kassel.

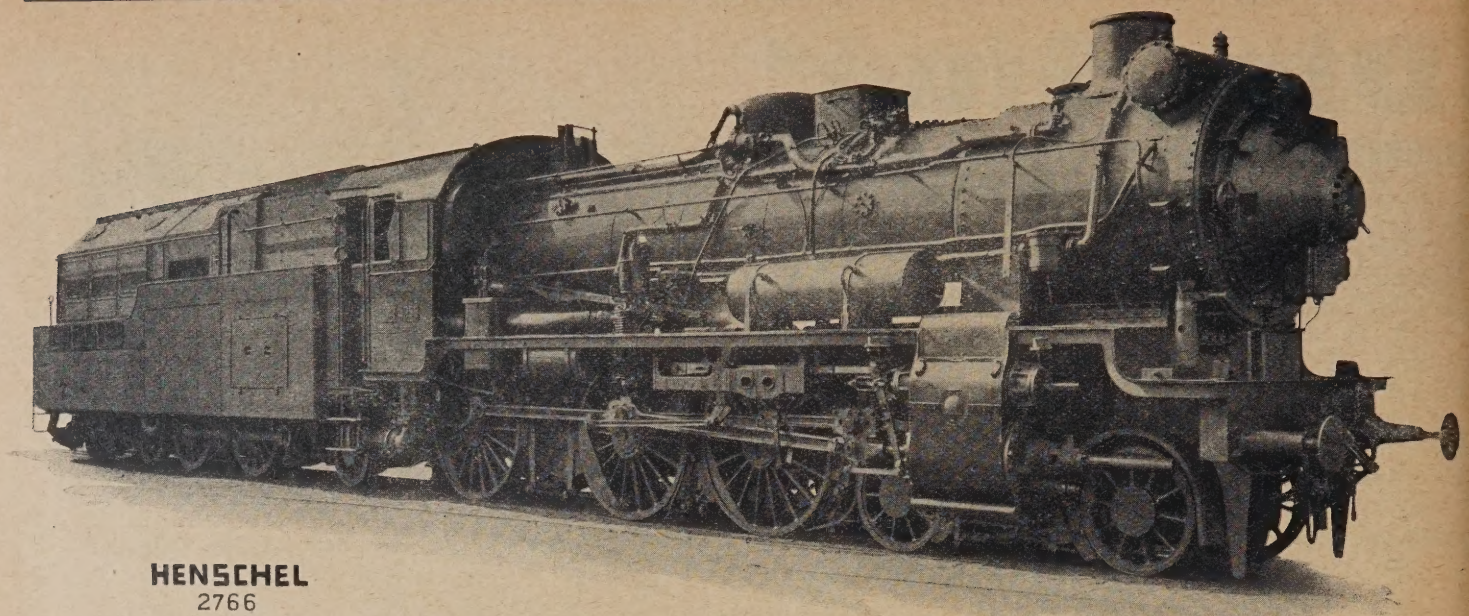



Eine Stug-G 12 der D. R. B.




Der „Stug"-Brausenbrenner.

Stug-Lokomotive mit 1 600 t-Zug.



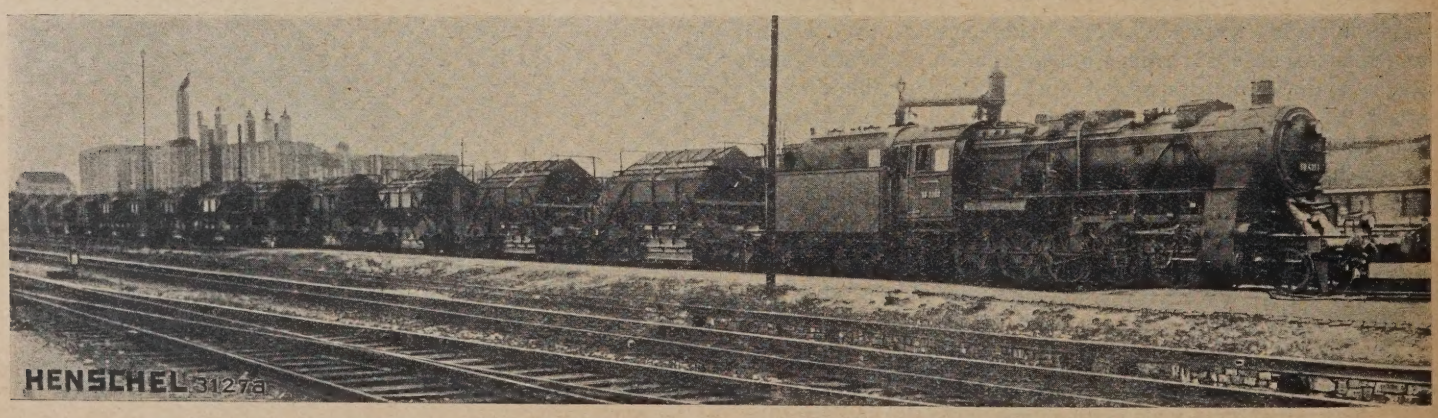

**Personenzuglokomotive T 38 3255 der D. R. B. mit 1B2-Abdampf-Turbinen-Triebtender**

# Die Henschel & Sohn A.G.

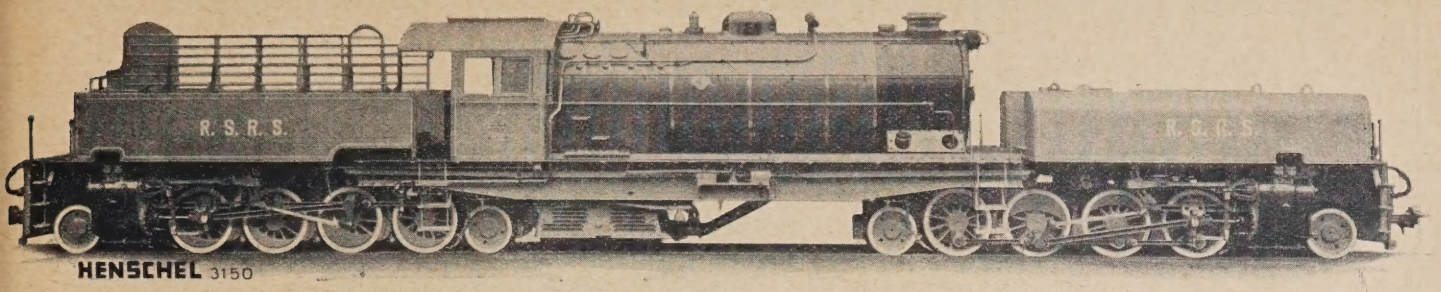
**Gründungsjahr 1810.**

Die Henschel & Sohn A. G. in Kassel ist die bedeutendste Lokomotivfabrik Europas. Sie steht mit einer jährlichen Leistungsfähigkeit von etwa 1200 Lokomotiven jeder Art und Grösse nur hinter den beiden grossen amerikanischen Lokomotivfabriken zurück. Die Gesamtzahl der von ihr gebauten Lokomotiven übersteigt augenblicklich 21700. An der gesamten bisherigen deutschen Lokomotiverzeugung ist sie allein mit über 20 vH beteiligt. Ihr fiel im Jahre 1918 in Gestalt von 145 G12-Lokomotiven der grösste deutsche Lokomotivauftrag zu, der jemals **in einem Los** für eine Lokomotivgattung ungeteilt vergeben wurde. Zwei Jahre vorher hatte sie eine Bestellung auf eine gleiche Anzahl 1C1-Tenderlokomotiven Serie 342 der Ungarischen Staatsbahnen erhalten.

Die Firma Henschel verdankt ihre dominierende Stellung dem Umstand, dass sie schon frühzeitig alle ihre Kräfte vorzugsweise auf das Gebiet des Lokomotivbaues verwendete. Erst in den letzten Jahren sah sie sich infolge der wirtschaftlichen Nachkriegsnöte veranlasst, auch den Bau von Strassenwalzen und von Lastkraftwagen und Omnibussen aufzunehmen, die sich in der kurzen Zeit ihres Bestehens ausserordentlich gut eingeführt haben. Die erste Lokomotive wurde am 29. Juli 1848 an die Hessische Friedrich-Wilhelms-Nordbahn abgeliefert. Die 5000ste Henschellokomotive folgte 1899, die 10000ste im Jahre 1910, die 20000ste 1923. Von jeher war Henschel bestrebt, dem Lokomotivbau neue Wege zu weisen: Er baute 1861 die erste deutsche Werkslokomotive, 1878 die erste europäische Strassenbahnlokomotive, 1892 die erste Schneeschleuder Europas, 1898 die eine der beiden ersten Schmidt-Heissdampflokomotiven der Welt. Er schuf 1902 die schwersten deutschen Gebirgs-Tenderlokomotiven ihrer Zeit, beteiligte sich an den Schnellbahnversuchen 1904 und beeinflusste schliesslich die neuzeitliche Entwicklung des Dampflokomotivbaues entscheidend durch die Schöpfung der G12-Lokomotive im Jahre 1915, die eine neue Gestaltungsform einleitete. Auch in neuester Zeit ist die Firma ihrer alten Tradition treu geblieben: Die seit einigen Jahren im Schnellzugdienst der Reichsbahn stehende erste Hochdrucklokomotive der Welt



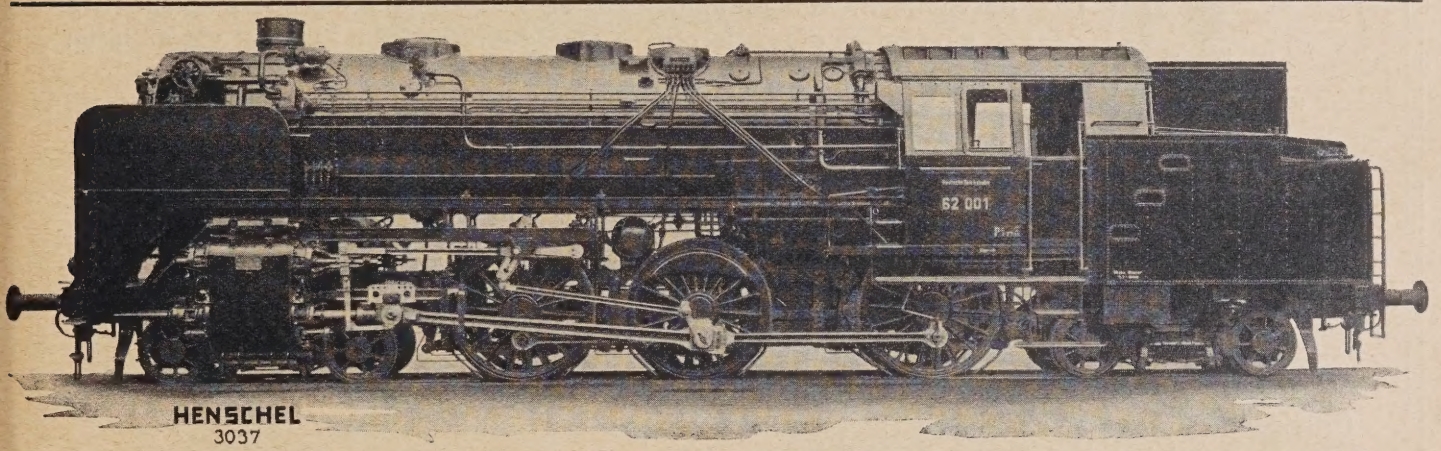

**Güterzug mit Henschel-Staubfeuerungs-Lokomotive der Bauart „Stug"**




**1D1+1D1-Henschel-Garratt-Lokomotive der Kgl. Siamesischen Staatsbahnen**

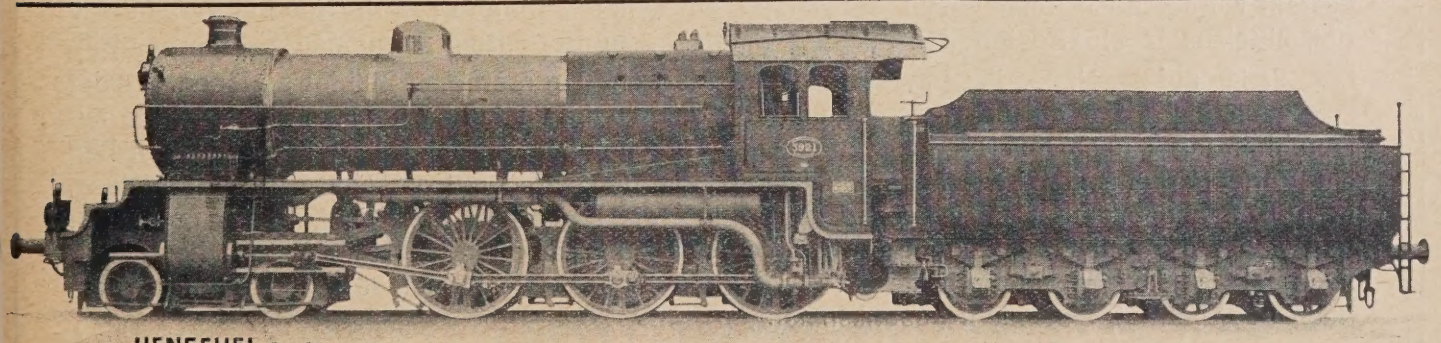
stammt von Henschel, ebenso die erste Lokomotive, die mit Abdampfturbinen-Triebtender versehen ist und gleich der vorgenannten eine wesentliche Kohlenersparnis gegenüber den üblichen Bauarten gewährleistet. Dass die Henschel & Sohn A. G. auch die Frage der Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven eifrig verfolgt, erscheint selbstverständlich; sie rüstete zwei G12-Lokomotiven mit der Kohlenstaubfeuerung nach dem System der „Stug" (Studiengesellschaft für Kohlenstaubfeuerung auf Lokomotiven) aus und hat den Umbau zweier weiterer Lokomotiven der gleichen Bauart in Auftrag erhalten.

Neben derartigen bahnbrechenden Arbeiten werden die Fragen des üblichen Lokomotivbaues keineswegs vernachlässigt. Vollbahnlokomotiven jeder Art und Grösse, Neben- und Kleinbahn-Lokomotiven, Industrie- und Baulokomotiven, feuerlose, elektrische und Motorlokomotiven bilden gleichermaßen das Bearbeitungsfeld der Firma. Im Ausland haben sich die Henschel-Erzeugnisse




**Gattung Pt 37.20 der D. R. B.**

trotz aller Schwierigkeiten, die der ungünstige Ausgang des Krieges im Gefolge hatte, mit besten Erfolgen durchgesetzt. Es seien nur erwähnt die kürzlich erfolgte Lieferung von 22 neu entworfenen Schnellzuglokomotiven für die Niederländischen Eisenbahnen, von denen inzwischen weitere 10 nachbestellt wurden; die Bewährung der Henschel-Lokomotiven auf den Südafrikanischen Bahnen, deren Verwaltung neuerdings einen Auftrag auf 2C1-Schnellzuglokomotiven erteilte; die Beteiligung Henschels an dem bekannten grossen Auftrag für Rumänien und die Erfolge, die mit den kürzlich gelieferten 2C1-Schnellzug- und 1C2-Tenderlokomotiven für Argentinien erzielt worden sind. Besondere Pflege lässt die Henschel & Sohn A. G. der Entwicklung der Gelenklokomotive nach Garratt angedeihen, die fraglos in Zukunft eine gesteigerte Bedeutung gewinnen wird. Erst kürzlich wurden an die Kgl. Siamesischen Staatsbahnen eine Anzahl schwerer 1D1+1D1-Henschel-Garratts abgeliefert, die die ersten Garratt-Lokomotiven Siams darstellen.




**2 C-Vierling-Heissdampf-Schnellzuglokomotive der Niederländischen Eisenbahnen**

# Fortschritte in der Lokomotiv-Schmierung.

Von
K. Gödeke, Oberingenieur, Dresden.

Als vor reichlich 30 Jahren die Firma W. Michalk, Freital-Dresden ein Sondermodell einer Schmierpumpe (Abb. 1) zur Lokomotivölung herausbrachte, stand der Lokomotivbau bereits auf einer beachtlichen Höhe.

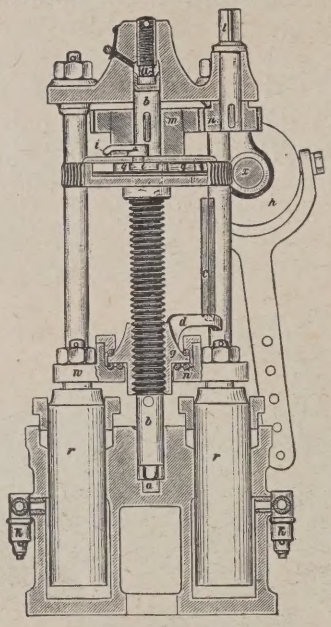


Abb. 1. Unsere Stempelpresse

Mit zunehmendem Anwachsen der Zugeinheiten bekamen Schieber und Zylinder immer größere Abmessung, wobei die Geschwindigkeitserhöhung Schritt hielt. Die Steigerung des Kesseldruckes, wozu später die Einführung der Überhitzung hinzu kam, stellten an die Schmierung immer größere Ansprüche. Nachdem man allgemein dazu überging, die Schmierpresse im Führerhaus einzubauen, um, wie die übrigen Armaturen, dem Heizer dauernd zur Hand zu sein, fielen die Schmierleitungen immer länger aus, zumal die größere Lokomotive an sich schon die Entfernung vom Führerhaus zum Zylinder vergrößerte.

Die durch Kesselvergrößerung bedingten größeren Ausmaße der Feuerkisten zwang daher den Konstrukteur, eine Schmierpresse zu schaffen, welche trotz Vermehrung der Schmierstellenzahl bedeutend geringere Abmessungen hatte. Den Aufbau einer solchen Presse zeigt die Abb. 2. Die Druckkolben bewegten sich hierbei in dem Druckzylinder mit etwas Spiel; als abdichtender Teil waren Korkringe eingebaut, welche mittels Schraube angezogen und im Betriebe eine gute Abdichtung ergaben. Anstände ergab diese Korkdichtung jedoch bei größeren Ruhepausen, da der Kork bei der Wiederinbetriebnahme häufig zerbröckelte. Mit Fortschreiten der Werkstatttechnik konnte daran gegangen werden, ein besonderes abdichtendes Element zu vermeiden und die Kolben so führend einzupassen, daß sie auch dem inzwischen von der Deutschen Reichsbahn geforderten Grenzdruck von 200 Atm. entsprechen. Der Umbau dieser Hochdruckelemente wurde so durchgeführt, daß vorhandene Elemente gegen solche für Hochdruck ausgewechselt werden können. Infolge Vermehrung der Schmierstellenzahl war eine weitere Aufgabe zu lösen, wobei die Forderung gestellt wurde, auch Emulsionsöl verwenden zu können, ohne dass der hierbei vorhandene Kalkmittelzusatz ein Rosten der mit der Emulsion in Berührung kommenden Teile eintritt.

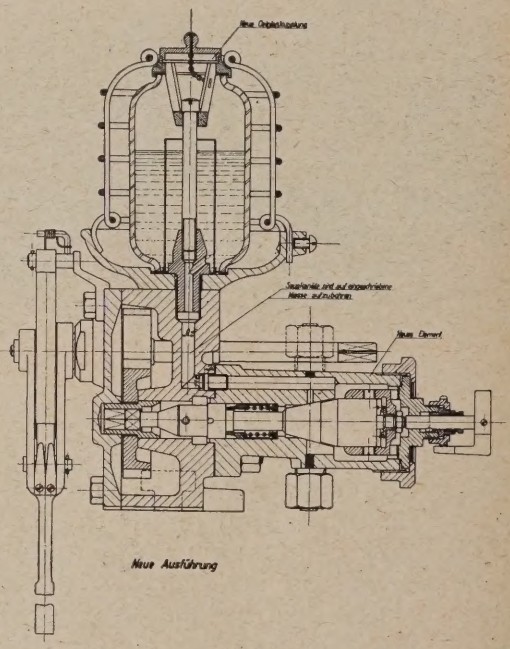



Abb. 2. Pumpenschnitt Modell C mit Glasvase

Es lag auf der Hand, diese Forderung unter Verwendung rostfreien Stahles zu lösen. Leider zeigte es sich, daß dieses Material nicht diejenige Oberflächenhärtung ergibt, wie sie zur Durchführung eines Dauerbetriebes notwendig erscheint. Erst langwierige Versuche ließen ein Verfahren erkennen, welches Einsatzstahl den notwendigen Rostschutz verleiht. Diese, in Abb. 3 abgebildete Schmierpresse zeigt, daß die Forderung des Nichtrostens gelöst ist und wobei die Kolben eine äußerst geringe Abnutzung ergaben. Als Maßstab diene, daß nach fast 100000 km Laufzeit der Wirkungsgrad dieses Ölers (bei 180 Atm. Gegendruck) noch 94% beträgt, also nicht gesunken ist.

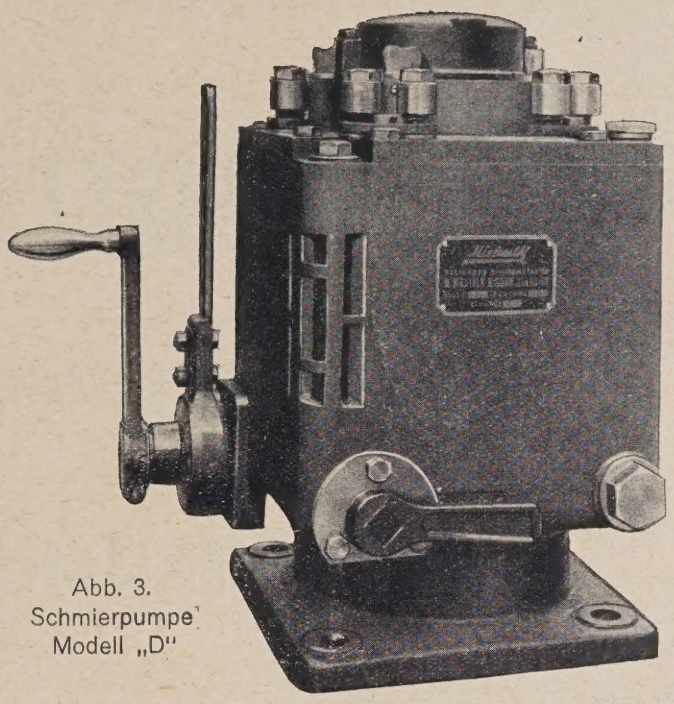


Abb. 3.
Schmierpumpe
Modell „D"

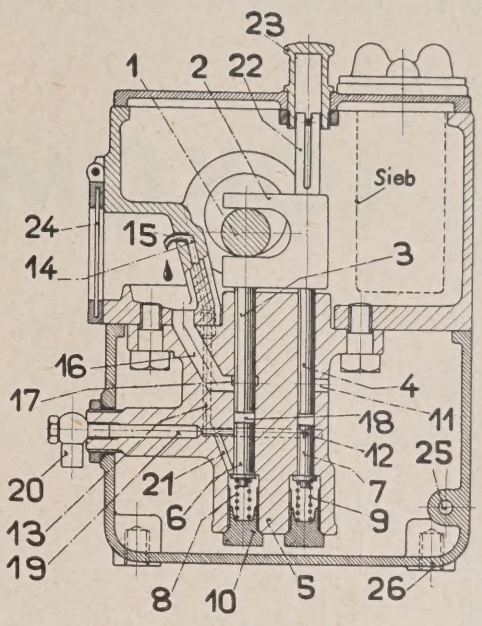
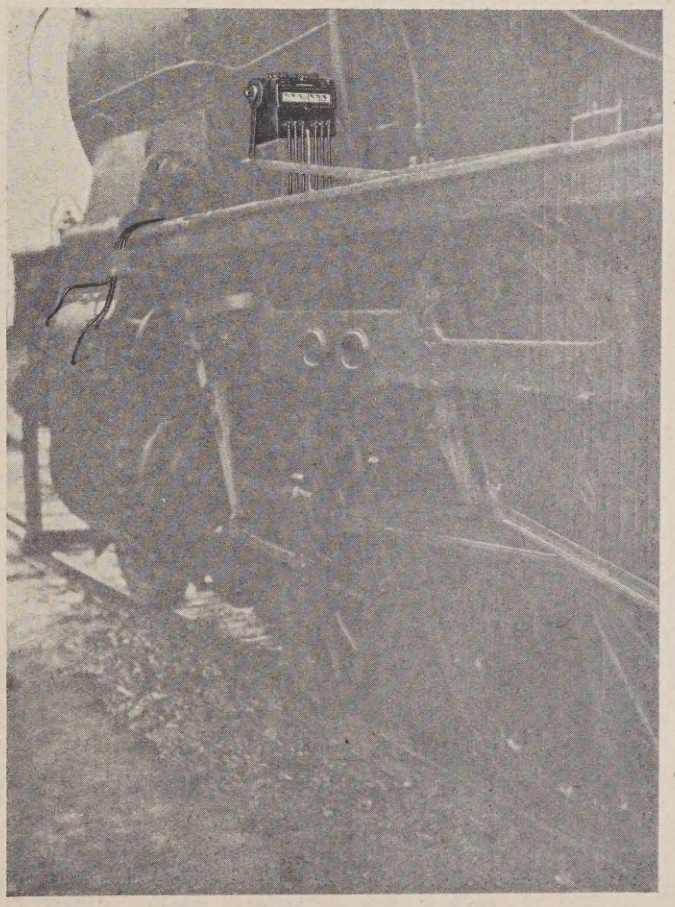



Abb. 4. Schnitt Modell J

Der auch in der Industrie aufgetretene Wunsch auf Kontrolle der Schmierung gab Veranlassung zur Schaffung einer Schmierpresse, welche ohne Zwischenschaltung von Flüssigkeitsanzeigern den Stand der Förderung eindeutig erkennen läßt.

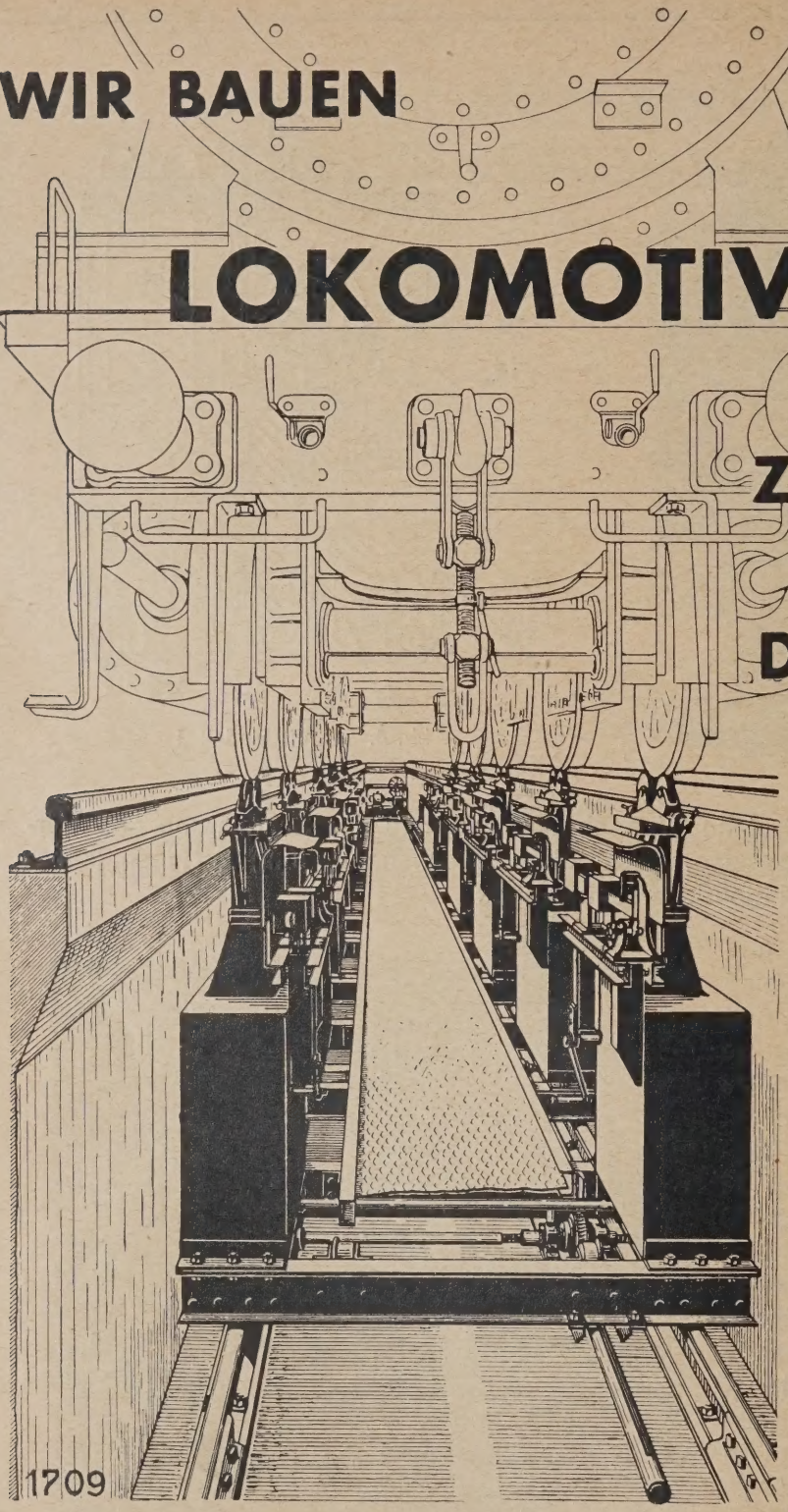
Die Lösung dieser Aufgabe ist aus der Abb. 4 zu ersehen. Der Gabelkolben 3 nimmt den Zubringerkolben 4 mit und tätigt so den Saughub. Die Fördermenge läßt sich mittels Stellschrauben 22/23 ohne Einwirkung des Leitungsdruckes, verändern. Das dem Druckkolben gleichmäßig zugemessene Öl gelangt durch den Zulauf 16 zum Druckkolben und wird dem Abgange 20 zugeführt. Der Steuerkolben 6 erhält durch die Umbohrung den jeweiligen Leitungsdruck, so daß sich auch bei hohen Drücken ein sicherer Schluß ergibt. Die Kammer 17 steht mit dem Zulauf 16 in Verbindung, wodurch das Öl, welches sich am Druckkolben vorbeipressen würde, entspannt und so den Zulauf sichtbar auffüllen würde. Vom Rückdampf gebildete Wasserperlen können nicht zum Ölbehälter gelangen, da die Verbindung hierzu fehlt; Luftbläschen hindern die Förderung nicht, weil jeder Saughub einen Ausgleich mit der Atmosphäre bedingt.

Aus vorstehenden Ausführungen geht hervor, daß man den stetig steigenden Anforderungen in bezug auf gleichmäßige und dabei sparsame Schmierung wohl entsprechen kann.



Eine Schnellzuglokomotive mit einem Michalk-Pressöler.

# WIR BAUEN LOKOMOTIV-WAAGEN ZUR ERMITTLUNG DER RADDRÜCKE




Eine wesentliche Vereinfachung bringt die Anordnung von je zwei Waagen auf fahrbaren, U-förmigen Laufkatzen, die sich paarweise auf den jeweils erforderlichen Radstand durch Handkurbelantrieb einstellen lassen.

Besonderer Wert wurde außerdem auf eine möglichst bequeme Bedienung der Waage gelegt. So ist z. B. durch die U-förmige Verbindung von je 2 Waagen ein breiter Mittelgang geschaffen worden, von dem aus die einzelnen Wägungen leicht und übersichtlich ausgeführt werden können.

Die Entlastung erfolgt durch eine gemeinsame Entlastungs-Vorrichtung, angetrieben durch eine einzige durchgehende Welle, die gleichzeitig alle Waagen in Wiegestellung bringt oder entlastet.

Weiterhin kann in der Mitte des Laufsteges ein fahrbares Podest angeordnet werden, das ein bequemes Nachstellen der Lokomotiv-Federn ermöglicht.

Fordern Sie unseren Spezial-Prospekt Nummer 16

Lieferbar für jede Achsenzahl und jedes Lokomotivgewicht

# SCHENCK

CARL SCHENCK EISENGIESSEREI UND MASCHINENFABRIK DARMSTADT GMBH

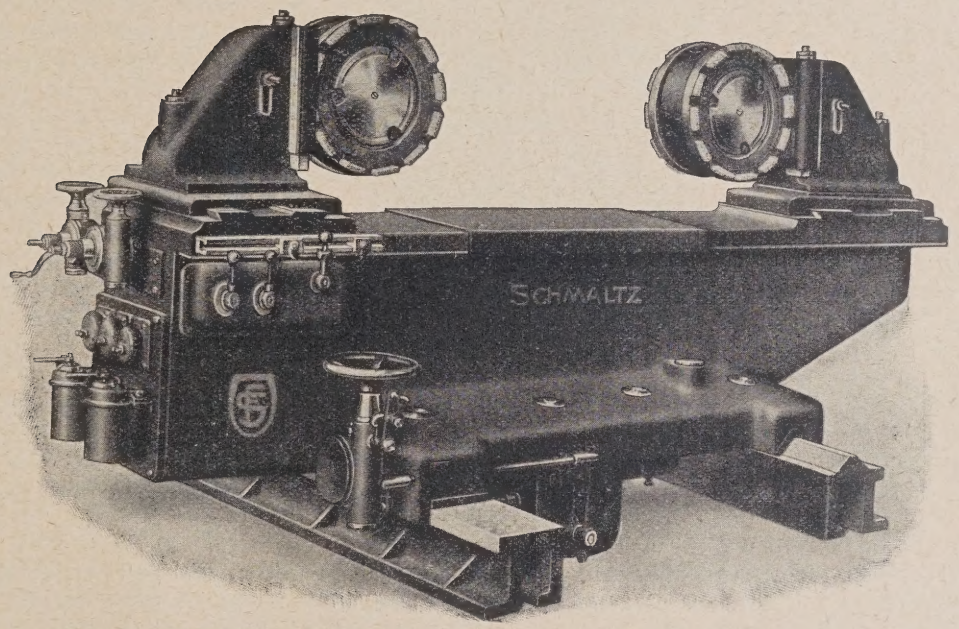
SCHMALTZ

Hochleistungs- und Präzisions-

*Schleifmaschinen*

für Dampf- und Elektrische

**Lokomotiven**




**„Die Maschine ohne Riemen"**

Neue Doppelwirkende

*Lokomotiv Rahmenbacken-Schleifmaschine*

mit Oeldruckgetriebe und Schmaltz L.-S. Doppel Stirnschleifmotoren

**FRIEDRICH SCHMALTZ G.m.b.H.**

Offenbach (Main)

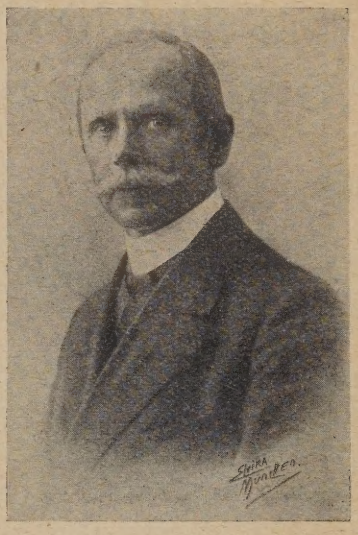
**Schleifmaschinen- und Schleifräderwerke**

# 93 Jahre

# * J. A. MAFFEI, MÜNCHEN *

Zu Beginn des vorigen Jahrhunderts lag im Norden der Haupt- und Residenzstadt München, an einem der zahlreichen Arme, die das dortige Alluvialbett der Isar durchfluten, ein unbedeutendes Hammerwerk inmitten wildreicher Auen u. in nächster Nähe des zu Ende des 18. Jahrhunderts angelegten „Englischen Gartens". Die Gegend des Hammerwerks hieß die Hirschau.

Diese Stätte ersten Anfangs industrieller Tätigkeit wurde im Jahre 1837 von Joseph Anton von Maffei (1790—1870), dem Sohne des Großhändlers Peter Paul von Maffei (1754—1836), erworben. Damit wurde er einer der Bahnbrecher der bayerischen Industrie. Schon 1835 hatte er mit anderen Männern den Plan einer Schienenverbindung Münchens mit Augsburg ins Auge gefaßt. Am 4. Oktober 1840 wurde der Betrieb auf dieser Bahn eröffnet. Den ersten ausländischen Lokomotiven folgte schon 1841 eine in dem kleinen Eisenwerk Hirschau aus vorwiegend deutschen Baustoffen und mit deutschen Arbeitskräften hergestellte, von König Ludwig I. „Der Münchener" getauft. Maffei hat mit Wagemut den Lokomotivbau als einer der ersten in Deutschland aufgenommen und damit die Grundlage zu einer glänzenden Entwicklung seines Unternehmens geschaffen. Freilich war von Anfang an der Lokomotivbau zwar das Rückgrat aber nie die einzige Betätigung des Werkes.



Anton Hammel,
Direktor der Lokomotivfabrik
J. A. Maffei von 1897—1925.

Im ersten Jahrzehnt bis 1850 wurden 71 Lokomotiven von rund 2080 t Leergewicht geliefert, davon 14 Stück nach außerhalb des Landes.

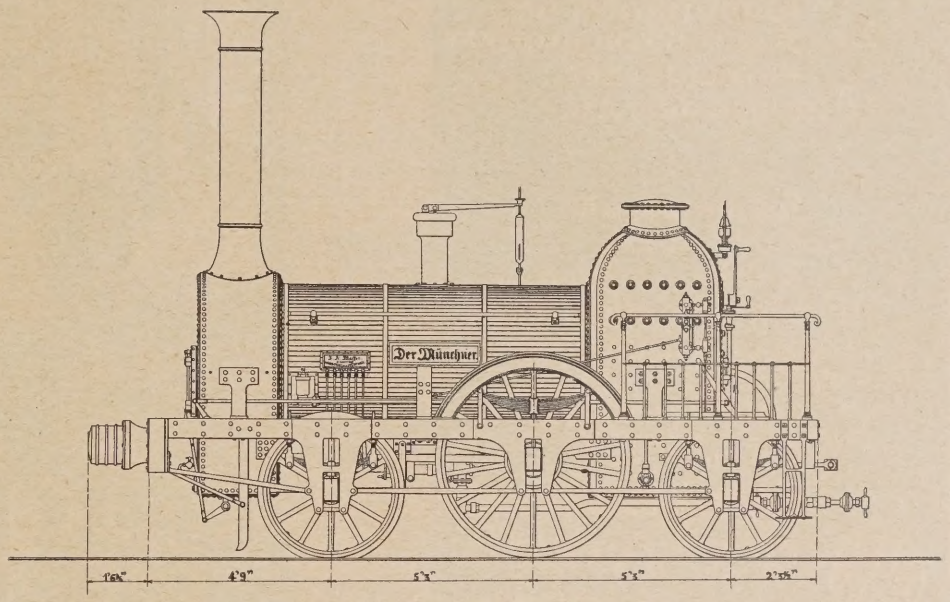
Als es 1851 der von Maffei erbauten Lokomotive „Bavaria" gelang, bei den denkwürdigen Wettbewerbsfahrten über den Semmering den Sieg zu erringen, nahm der Lokomotivbau einen bedeutenden Aufschwung, indem neben größeren Inlandsaufträgen immer zahlreichere Aufträge aus Österreich-Ungarn, der Schweiz und Italien einliefen. So waren bis 1860 bereits 394 Lokomotiven im Leergewicht von rund 14000 t geliefert, darunter 115 Stück ins Ausland. Bis zum Tode Joseph Antons von Maffei im Jahre 1870 brachte das Werk 784 Lokomotiven mit 28850 t Leergewicht hervor. Es ging an den Neffen des Gründers, Hugo Ritter von Maffei (1836—1921) über, unter dem es sich günstig weiter entwickelte. Die eintausendste Lokomotive verließ 1874 das Werk. In diesem Jahre wurde zugleich ein Höhepunkt in der Fabrikation mit einer Jahreslieferung von 66 Lokomotiven erreicht. Die schwere Wirtschaftskrise von 1877—1883 wurde von dem Unternehmen dank seiner guten Leistungen auch außerhalb des Lokomotivbaues ohne wesentlichen Schaden überstanden. Im Jahre 1880 sank die Lokomotiverzeugung bis auf 18 Stück; in den nächsten Jahren stieg sie wieder etwas an, aber das Inland bestellte 1881 und 1882 nur je drei Maschinen. Erst ab 1889 ward die Beschäftigung im Lokomotivbau wieder regelmäßiger, bis auf die Krisenjahre 1895/96. Die zweitausendste Lokomotive wurde 1899, die dreitausendste im Jahre 1909, die viertausendste im Jahre 1917, die fünftausendste im Jahre 1925 abgeliefert. An der Gesamtstückzahl der gebauten Lokomotiven ist das Deutsche Reich mit 70 %, das Ausland mit 30 % beteiligt. Bis Ende 1928 waren Lokomotiven im Gesamtgewicht von 240000 t gebaut. Seit dem Jahre 1907 wird neben dem Großlokomotivbau auch jener von leichten Lokomotiven für Bau-, Industrie-, Bergwerks-, Plantagen- usw.-Bahnen betrieben, seit dem Jahre 1910 auch der Bau von mechanischen Teilen für elektrische Lokomotiven.

Die ersten technischen Leiter des Werkes waren Ashton (1842), Böhm (1846) und Hall. Ashton und Hall waren Engländer. Letzterer entwickelte in den Maffei'schen Werken die Hall'sche Exzenterkurbel u. die Hall'sche Lagerhalskurbel. Ihnen folgten Kögel, Halm und Hammel. Dem neuern Lokomotivbau hat besonders Hammel ein charakteristisches Gepräge gegeben. Seiner Initiative, wobei er die fördernde Unterstützung der bayerischen und badischen Eisenbahnverwaltungen, der Gotthardbahn u. a. m. fand, verdanken wir die Einführung des Barrenrahmens in Europa (S 2/5, S 3/5, IV f, A 3/5 usw.), die Entwicklung der Mallet-Maschine zur Großlokomotive ((C+C Gotthard, D+D Bayern), die Weiterentwicklung und die Vereinfachung der Vierzylinder-Vierling und Verbundbauart (S 3/5, S 3/6, IV h, NC 3/5, Rumänien 3/6, MZA 3/6), den Bau der Schnellbahnlokomotive S 2/6, die mit angehängtem Zug die von einer Dampflokomotive nie übertroffene Geschwindigkeit von fast 155 km/h fuhr und eine elegante Linienführung der äußeren Formen der Lokomotiven. Hugo von Maffei verfolgte die Leistungen seines Werkes, das sich zur weltberühmten Fabrik entwickelt hatte, mit Stolz und persönlichem Interesse. Dem seltenen Manne wurden verschiedene hohe Auszeichnungen zuteil und unter den von ihm besonders geschätzten war die Verleihung der Würde eines Dr. ing. e. h. der Technischen Hochschule München, „dem Nestor der heimischen Industrie, dessen Name mit den hervorragenden Leistungen des Lokomotivbaues in Bayern dauernd verbunden ist."

Das Maffei'sche Werk hat nicht nur Anteil genommen an der Förderung der deutschen Maschinentechnik, sondern hat durch seine starke Ausfuhr auch hohe materielle Werte ins Land gebracht. Von Interesse ist die zeitliche und örtliche Entwicklung des Exports. Die erste Spanne umfaßt die Zeit von 1849 bis 1859, wo die Industrie in unseren Nachbarstaaten noch wenig

entwickelt war. In diesen Jahren gingen von 364 Lokomotiven 115 Stück, d. s. 31,6 % außerhalb Deutschlands. Dann folgte bis 1880 eine Zeit, wo auch im Auslande die Industrie allmählich erstarkte, während gleichzeitig der steigende Inlandsbedarf gute Beschäftigung des Werkes verbürgte. In diesen 21 Jahren gingen von der Gesamterzeugung nur 82 Lokomotiven, d. s. 9,4 %, ins Ausland. Im Jahrzehnt von 1881 bis 1890 zwang die überaus schlechte innerwirtschaftliche Lage zu erhöhter Ausfuhr, allerdings bei oft unzulänglichen Preisen. Daher kommt es, daß in dieser Zeitspanne der Export 201 Lokomotiven, d. s. 58 % der Gesamterzeugung umfaßte. Das letzte Jahrzehnt des vorigen Jahrhunderts brachte wieder größeren Bedarf des Inlandes, sodaß die Ausfuhr auf 11,6 % sank. Die Zeit von 1901—1914 steht unter dem Zeichen der industriellen Erstarkung Deutschlands. Der technische Fortschritt schlug unter dem Einfluß von Ausstellungen, verständnisvoller Förderung durch Unternehmer, Landes- und Reichsbehörden und dank schöpferischer Arbeit befähigter Werksleiter und Ingenieure ein rasches Tempo an. Gleichzeitig zwang der Bevölkerungszuwachs des Deutschen Reiches zu erhöhter Beschaffung von Arbeitsgelegenheit durch Ausfuhr. In diesen 14 Jahren gingen vom Maffei'schen Werk 815 Lokomotiven ins Ausland, das sind 51 % der in diesem Zeitraum gebauten oder mehr als die Hälfte der von 1841 bis 1929 exportierten Lokomotiven. Im Jahrzehnt von 1919 bis 1928 erreichte die Ausfuhr wieder 220 Lokomotiven, d. s. 23,2 % der Erzeugung, nachdem sie in den Kriegsjahren fast bis Null zurückgegangen war. Trotzdem seit der Deflation auch der Inlandsbedarf ungeheuerlich gesunken ist, erreicht die Ausfuhr nicht einmal prozentmäßig die Vorkriegsziffer, eine Folge einerseits der durch den Krieg bewirkten Industrialisierung des Auslandes, andererseits der zu hohen Belastung der deutschen Industrie, welche die Gestehungskosten zu sehr hinaufschraubt, und der viel zu geringen Beschäftigung für das Inland, wodurch die Risikoübernahme für Ausfuhrgeschäfte äußerst eingeengt wird.

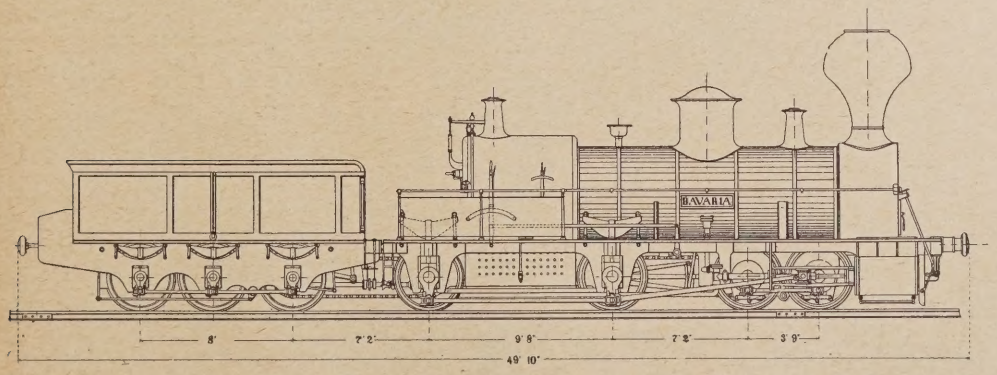
Von den Staaten, welche die Ausfuhr des Maffeischen Werkes hauptsächlich aufnahmen, ist in erster Linie das uns benachbarte Italien mit 410 Lokomotiven zu nennen. Darauf folgen die ehemalige Österreich-Ungarische Monarchie mit 229, Spanien mit 164, die Schweiz mit 112, die englischen Kolonien mit 99, Rumänien mit 78, Frankreich mit 66, die Türkei mit 63 Argentinien mit 57 Lokomotiven usw.




1841. Fabr.-Nr. 1. „Der Münchner".

An die bayerischen und pfälzischen Eisenbahnen wurde seit Bestehen des Werkes bis 1928 die Zahl von 2571 Lokomotiven geliefert, d. s. 49 % der Gesamtzahl der hergestellten Lokomotiven oder 59 % der Gesamttonnenzahl. Hieraus ist ersichtlich, wie wichtig der einheimische Markt für den Lokomotivbau ist. Er muß den Kern bilden, an den sich zum Vorteil der gesamten Volkswirtschaft die Ausfuhr ankristallisiert. England, Spanien, Frankreich, Italien, Japan, die Tschechoslovakei — um nur einige Staaten zu nennen — fördern ihre Lokomotivindustrie in weitestem Ausmaße durch regelmäßige Aufträge zu auskömmlichen, ja sogar oft zu gewinnbringenden Preisen, welche die dortige Lokomotivindustrie für den Auslandspreiskampf erheblich stärken.

Die deutsche Lokomotivindustrie hat zur Zeit den schwersten Kampf seit ihrem Bestehen zu kämpfen. Hoffen wir, daß ihre Weltgeltung darüber nicht zugrunde geht, sondern daß sie leistungsfähig wie in d. Vergangenheit dasteht, wenn in einigen Jahren d. ältesten Werke auf eine hundertjährige Geschichte zurückblicken. Dr. S.

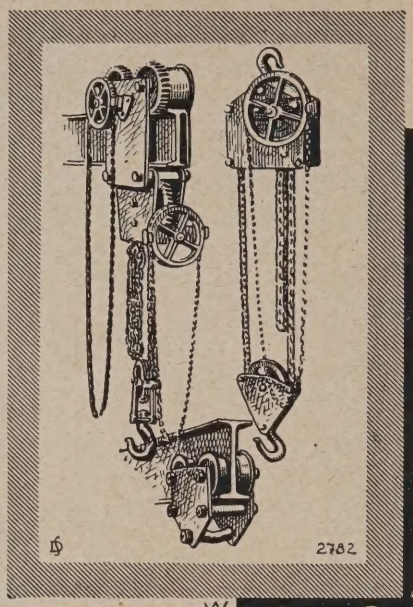



1851. Fabr.-Nr. 72. „Bavaria".

Starkstrom-Bleikabel,
Fernsprech- und Telegraphenkabel,
Block- und Signalkabel,
Gummikabel für Eisenbahnsicherungszwecke,
Kabelzubehör,
Leitungen aller Art,

Dynamodraht,
Fahrdrähte,
Kupferlamellen,
Aluminium-Schleifbügel,
Schienenverbinder,
Vorgeformte Drahtseile:
„Tru-Lay-Neptun"
im In- und Ausland mehrfach patentiert.

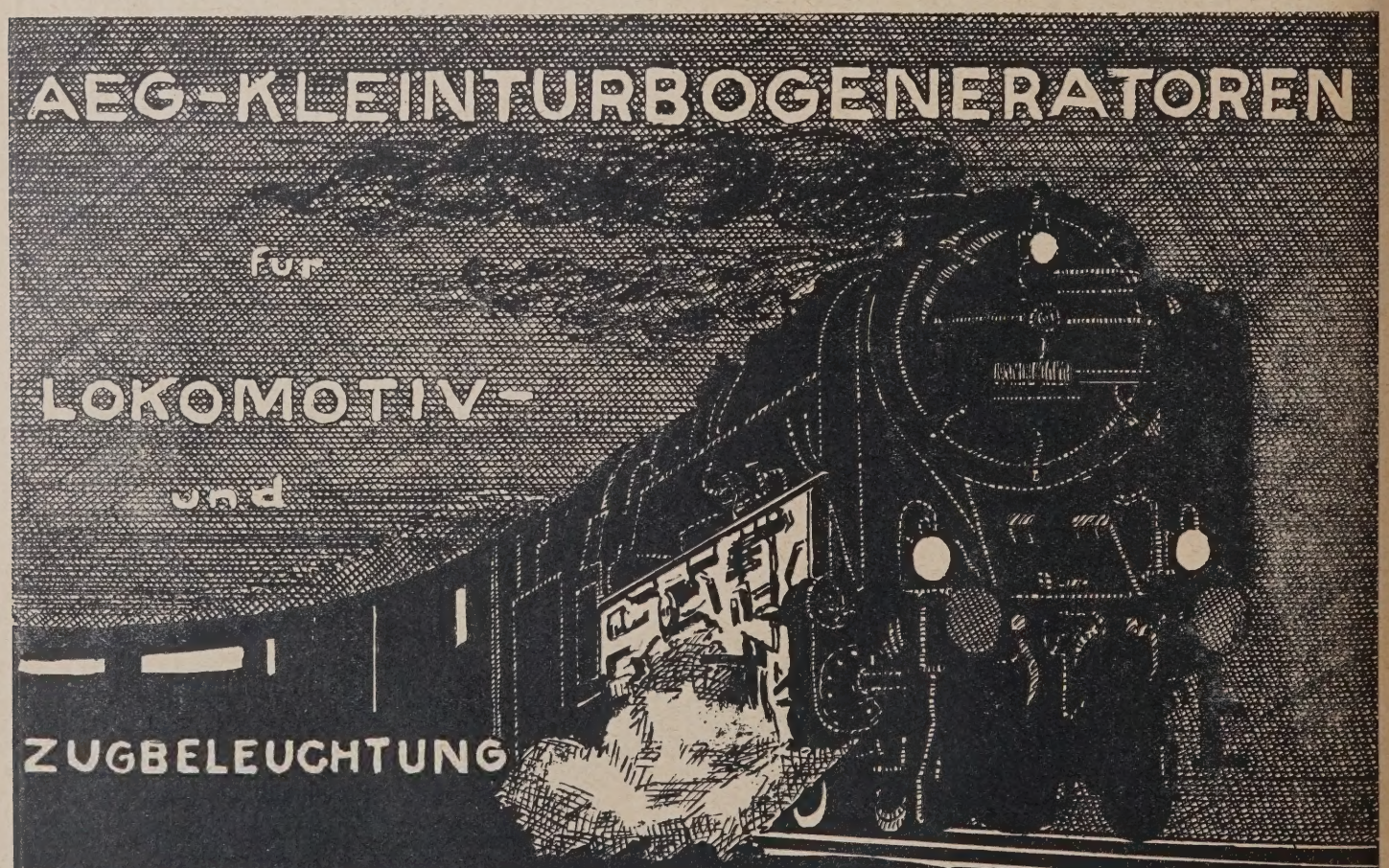
F. G. NEPTUN
FELTEN & GUILLEAUME
CARLSWERK
ACTIEN-GESELLSCHAFT
KÖLN-MÜLHEIM




DEFRIES
Stella
HEBE-ZEUGE
behaupten ihre Qualität seit Jahrzehnten.

SCHIESS-DEFRIES A-G
DÜSSELDORF · POSTFACH 89
Büro und Lager in Berlin:
Schiess-Defries A.-G., Berlin NW 7, Friedrich-Ebert-Str. 26.
Büro und Lager in Hamburg: Ed. Weber, Hamburg I, Raboisen 5.

AEG-KLEINTURBOGENERATOREN
für
LOKOMOTIV-
und
ZUGBELEUCHTUNG



FAHRZEUGBELEUCHTUNG GMBH. BERLIN N54

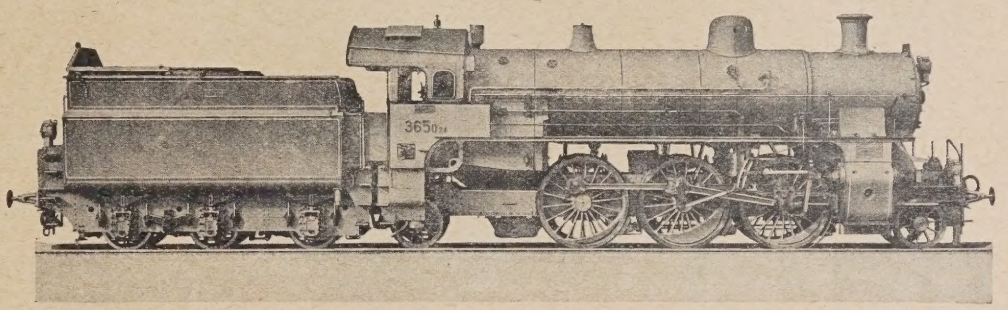
# ČESKOMORAVSKÁ-KOLBEN-DANĚK

AKTIENGESELLSCHAFT

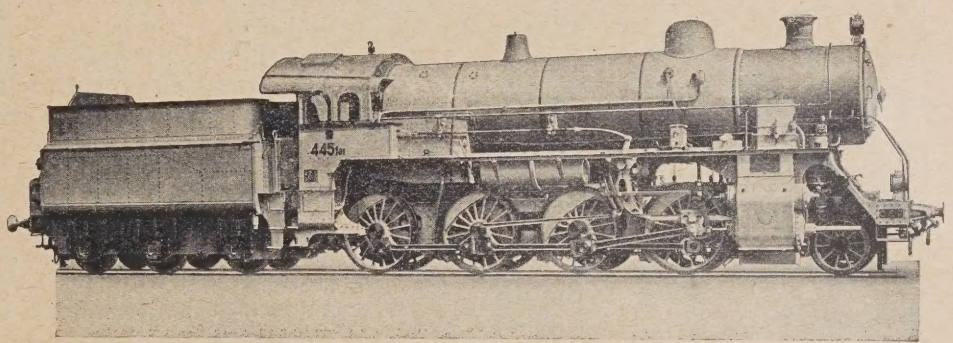
## FABRIK IN PRAG VIII-LIEBEN

Českomoravská-Kolben-Daněk A. G. ist der heutige Name der „Ersten Böhmisch-Mährischen Maschinenfabrik", der im Laufe der Zeit die anderen zwei Maschinenbauanstalten, zuerst die ehemalige elektrotechnische Fabrik Kolben und dann die Maschinenfabrik Breitfeld-Daněk durch Fusion angegliedert wurden.

Die Erste Böhmisch-Mährische Maschinenfabrik war im heutigen Bereiche der Tschechoslowakischen Republik die erste, die in ihr schon damals sehr reichhaltiges Arbeitsprogramm im Jahre 1899 auch den Lokomotivbau aufnahm. Die erste Lokomotive wurde am 28. April 1900 für die damaligen österreichischen Staatsbahnen geliefert; es war die C-Tenderlokomotive für Nebenbahnen, Inventar-Nr. 19782. Die genaue u. musterhafte Ausführung der ersten Lokomotivbestellung hatte weitere Bestellungen zur Folge, so dass im zweiten Jahre schon 55 Lokomotiven verschiedener Gattungen abgeliefert wurden, von denen die 2 B 1-Vierzylinderverbund-Schnellzugslokomotive Reihe 108 hervorzuheben ist, die von der neuen Anstalt auch nach Angaben des damaligen Eisenbahnministeriums konstruktiv durchgearbeitet wurde. Bei der technisch-polizeilichen Fahrprobe wurde mit dieser Lokomotive auf der Strecke Wien—St. Hippolit eine Stundengeschwindigkeit von 140 km erreicht.



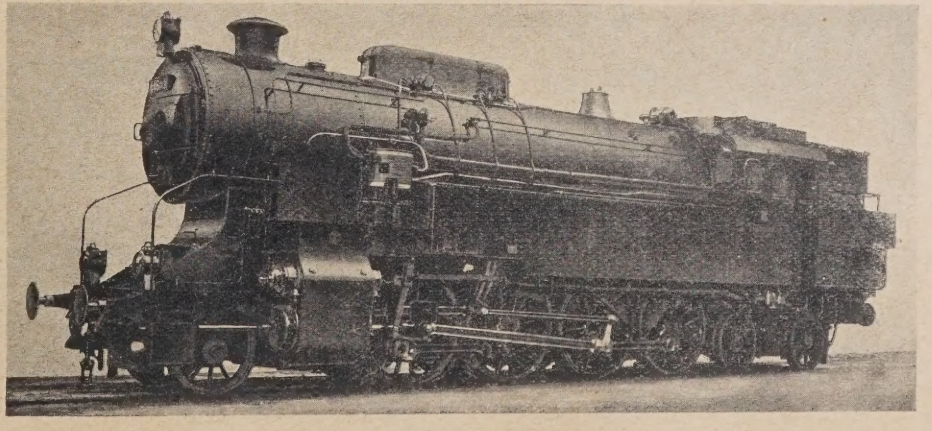
1-C-1 Schnellzugslokomotive Reihe 3650 der ČSD



1-D Gebirgsschnellzugslokomotive Reihe 4451 der ČSD

Im Jahre 1903 hatte die neue Lokomotivfabrik schon ihre 100 .Lokomotive, Nr. 15991 der österreichischen Staatsbahnen, dem Verkehr übergeben. Die pünktliche Ausführung aller Lokomotiven brachte rasch eine Erweiterung des Interessentenkreises mit sich.

Schon im Jahre 1905 wurde die junge Bauanstalt von der Direktion der damaligen böhmischen Nordbahn mit dem Projekt einer neuen Schnellzugslokomotive betraut, auf Grund dessen im Mai desselben Jahres zwei 1 - C - Heissdampflokomotiven Reihe II. c. bestellt, und im November schon als die ersten Heißdampflokomotiven im Gebiete der damaligen österr. Monarchie abgeliefert wurden. Sie haben sich im Betriebe so ausgezeichnet bewährt, dass diese Type noch zweimal bestellt wurde.



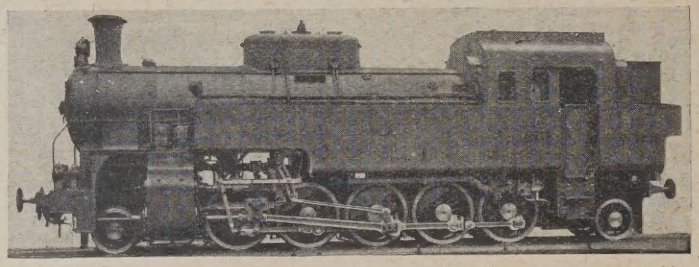
1-D-2 Gebirgsschnellzugslokomotive Reihe 4460 der ČSD

# ČESKOMORAVSKÁ-KOLBEN-DANĚK

An der Mailänder Weltausstellung im Jahre 1906 beteiligte sich die Erste Böhmisch-Mährische mit der Lokomotive 10822 und erwarb mit dieser die höchste Auszeichnung, den Gran Premio. Die ausgestellte Lokomotive ist heute noch im Betriebe der tschechoslowakischen Staatsbahnen.

Die Fabriksnummer 200 trägt der letzte von den 10, durch die italienische Ferrovia dello Stato bestellten Dampftriebwagen, der am 18. März 1907 abgeliefert wurde.

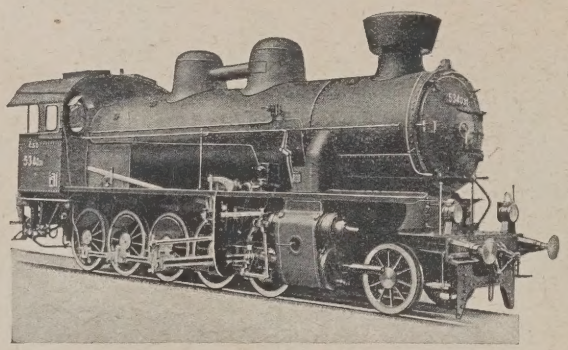
Im folgenden Jahre erweiterte sich der Bestellerkreis um die ehemalige Kaiser-Ferdinands-Nordbahn, an die 21 1-C Personenzugslokomotiven, Kategorie VIII, und die Aussig-Teplitzer-Eisenbahn, der nach dem Projekt der Fabrik zuerst im Jahre 1908 die 1-C Heissdampf-Personenzugslokomotiven, Kategorie Ie (Sigl und Ressel) geliefert wurden. Die beiden zuletzt erwähnten Maschinen haben den Anforderungen so entsprochen, dass weitere Bestellungen folgten; die letzte Bestellung wurde im Jahre 1913 abgeschlossen. Noch in demselben Jahre 1908 sind mehrere 1-C-1 Personenzugslokomotiven, Kategorie IIIt (gleich den 329 der ö. St. B.) samt den zugehörigen Tendern an die ungarischen Staatsbahnen abgeliefert worden. Auf der Prager Jubiläumsausstellung 1908 waren eine D-Güterzugslokomotive Reihe 174 mit Brotankessel und ein vierachsiger Dampfmotorwagen für Lokalbahnen ausgestellt.



1-E-1 schwere Güterzugstenderlokomotive Reihe 5241 der ČSD

Im März 1909 hatte die D-Güterzugslokomotive 73407 als 300. Lokomotive das Werk verlassen. In diesem Jahre wurde die beträchtliche Anzahl von 65 Lokomotiven ausgeführt.

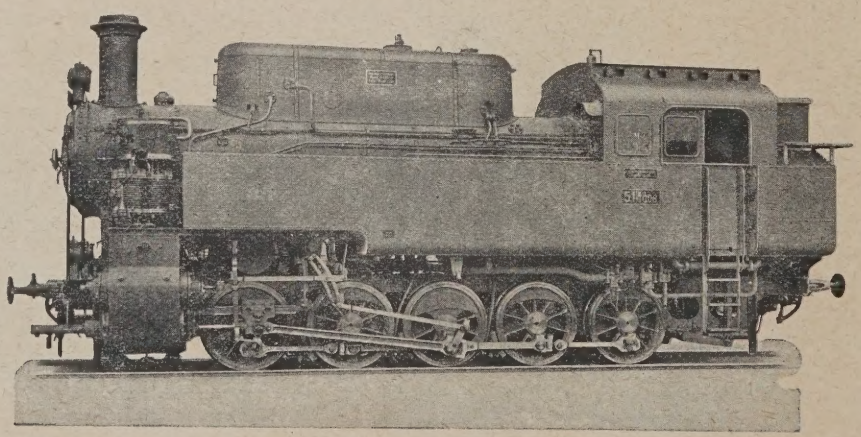
Im Jahre darauf erhielt die Anstalt einen Auftrag auf die damals schwersten und leistungsfähigsten 1-C-2 Heissdampf-Vierzylinder-Verbund-Schnellzugslokomotiven Reihe 310.



1-E schwere Güterzugslokomotive Reihe 5340 der ČSD

Mit der Fabriksnummer 400 versehen, wurde die 1-C-1 Heissdampf-Verbundlokomotive Reihe 429115 erbaut und am 14. August 1911 abgeliefert. Ende desselben Jahres wurden für die Gewerkschaft der Brucher Kohlenwerke nach dem Entwurf der Lokomotivfabrik zwei schwere E-Tenderlokomotiven mit einer Luftdruckeinrichtung zum selbsttätigen Entleeren der Sandzüge, die zum Verschütten der leeren Schächte bestimmt waren, erbaut, im nächsten Jahre zwei für den Julius-Schacht bestimmte B-Abraumlokomotiven von 600 mm Spurweite mit einer Leistung von 20 PS und 5000 kg Dienstgewicht, bisher die kleinsten Lokomotiven, geliefert.

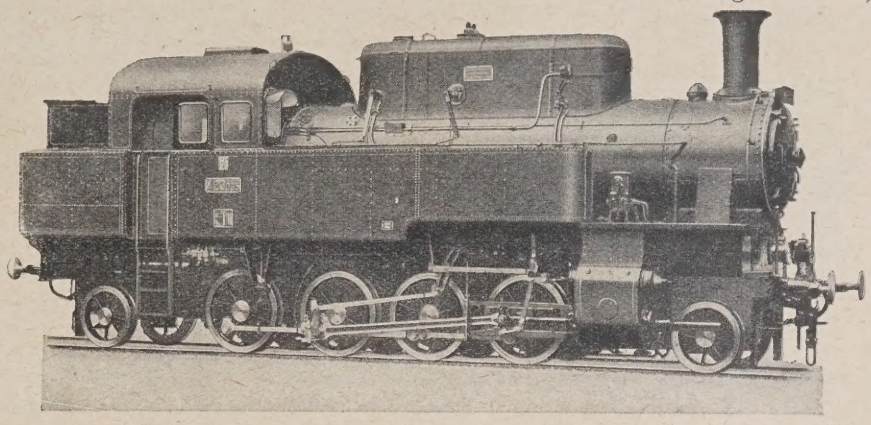
Am 6. März 1913 wurde die 500. Lokomotive dem Betriebe übergeben. Es war eine Verbundlokomotive Reihe 170, eine wenn auch nicht mehr moderne, so doch eine der verbreitetsten Güterzugslokomotiven, sowohl der österreichischen als auch der tschechoslowakischen Staatsbahnen.



E-Güterzugstenderlokomotive Reihe 5140 der Ferdinands-Nordbahn

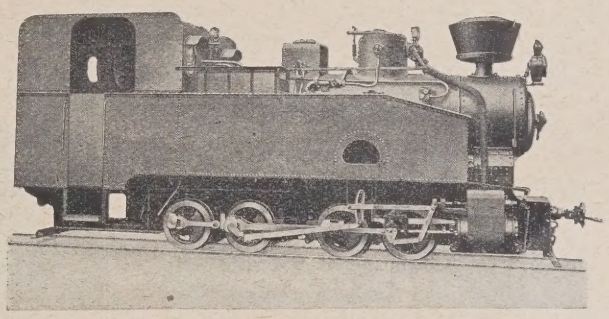
# ČESKOMORAVSKÁ-KOLBEN-DANĚK

Durch den Ausbruch des Weltkrieges war, ein Jahr später, wie das ganze Wirtschaftsleben, auch der Lokomotivbau sehr schwer geschädigt und gehemmt, eigentlich eingestellt. Eine ganze Reihe von Konstrukteuren und Arbeitern wurden zum Militärdienst einberufen; einige Metalle, hauptsächlich Kupfer und seine Legierungen, wurden durch andere, den Zwecken nicht entsprechende Metalle ersetzt oder führten zu Notkonstruktionen. Dadurch hatten die Kriegsausführungen an Güte bedeutend verloren und dem Fortschritt auf diesem Gebiete wurde ein Halt geboten. Wie alle anderen Erzeugnisse wurden auch die Lokomotiven ausschliesslich von militärischen Gesichtspunkten aus bestellt und konstruiert. Im Jahre 1915 nimmt die Produktion wieder einen Aufstieg, so dass im Jahre 1918 insgesamt 107 Lokomotiven und 11 Tender abgeliefert werden konnten, darunter 75 Stück C-Tenderlokomotiven von 600 mm Spurweite für Militärzwecke, unter denen eine die Fabriksnummer 800 trägt, und sechs schwere 1-E-1 Gebirgstenderlokomotiven, Kategorie Va, für die ehemalige Buschtehrader Eisenbahn, damals die schwersten Lokomotiven, die nach dem Entwurfe unserer Anstalt gebaut wurden.



1-D-1 Tenderlokomotive Reihe 4230 der ČSD

Die Nachkriegszeit hatte sehr gedrückte Verhältnisse zur Folge gehabt, so dass erst im Jahre 1921 eine grössere Bestellung auf neue Schnellzugslokomotiven für die tschechoslowakischen Staatsbahnen einlangte, auf Grund derer ein Projekt der 1-C-1 Heissdampfzwillings-Schnellzugslokomotiven ausgearbeitet wurde und 40 Lokomotiven dieser Gattung, als Reihe 3650 bezeichnet, in zwei Lieferungen die Fabrik verliessen. Die Proben mit den Schnellzugslokomotiven der Reihe 3650, die als neue Maschinen den Dienst auf Hügellandstrecken übernommen hatten, haben trotz ihrer Einfachheit die Erwartungen weit übertroffen. Die Lokomotive 365006 erreichte die Fabriksnummer 900.

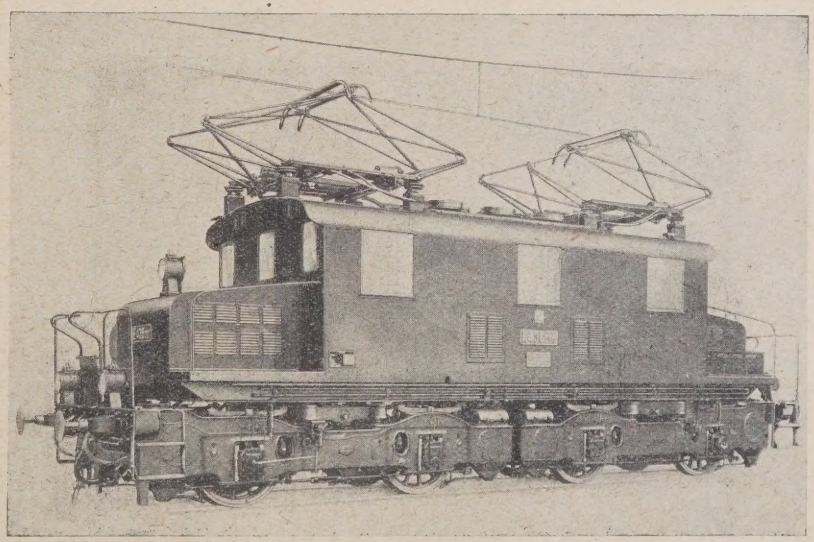


D-Tenderlokomotive mit 760 mm Spurweite

Auch für die Nebenbahnen der tschechoslowakischen Staatsbahn konstruierte die Anstalt eine neue Lokomotivtype, die 1-D-1 Heissdampftenderlokomotive Reihe 4230, von welcher bis heute zusammen mit den von den anderen Lokomotivfabriken nach Projekten der Ersten Böhmisch-Mährischen Lokomotivfabrik gelieferten Lokomotiven 107 Stück im Betriebe sind.

Als 1000. Lokomotive hat am 16. August 1924 eine neue Type der Fabrik, die 1-D Gebirgsschnellzugslokomotive Nr. 445110 das Werk verlassen.

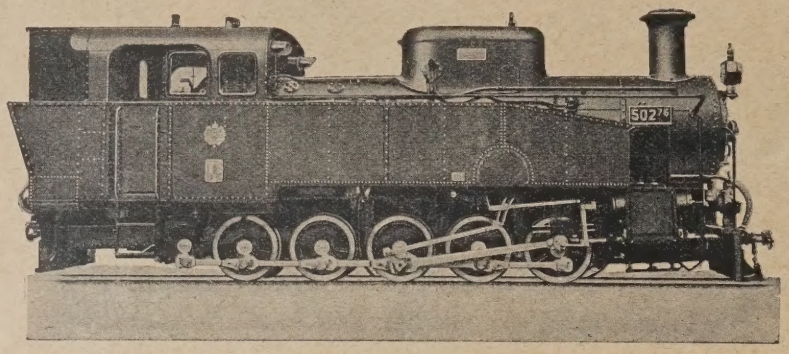
In diesem und dem folgenden Jahre wurden von der Fabrik auch verschiedene kleine Normal- und Schmalspurlokomotiven für Privatunternehmungen, und ferner für die bulgarischen Staatsbahnen gebaut. Die bulgarischen Staatsbahnen bestellten zunächst 20 Verschiebelokomotiven Reihe T 3/3 Z und später 4 E-Tenderlokomotiven mit 760 mm Spurweite und 50 t Dienstgewicht, Reihe T 5/5 Z.



Bo+Bo elektrische Güterzugslokomotive Reihe E 4360 der SD

# ČESKOMORAVSKÁ-KOLBEN-DANĚK

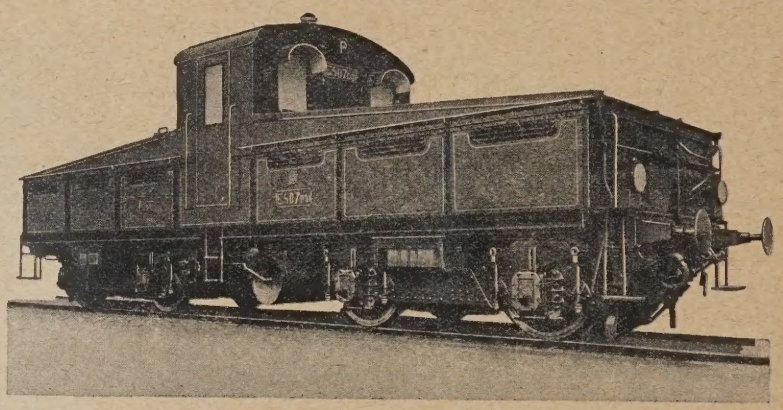
Die 1-E-1 Tenderlokomotiven Reihe Va der ehemaligen, jetzt verstaatlichten Buschtehrader Eisenbahn ist mit einigen Abänderungen und mit Anwendung der neuzeitlichen Verbesserungen als Reihe 5241 wieder bestellt und geliefert worden.



E-Tenderlokomotive mit 760 mm Spurweite der bulg. Staatsbahnen

Im Jahre 1927 wurde nach eigenen Entwürfen für die tschechoslowakischen Staatsbahnen eine 1-D-2 Gebirgsschnellzugs-Tenderlokomotive gebaut; bei der Konstruktion sind grösstenteils die Hauptteile, z. B. der Kessel, die Radsätze, die Dampfzylinder, der Ueberhitzer usw. von der Lokomotive Reihe 4451 verwendet worden. Von dieser Lokomotive, welche die schwerste in unserem Werke gebaute Type darstellt, da ihr Dienstgewicht 11026 t beträgt, sind jetzt 13 Stück im Betrieb. Diese Maschine ist mit einem Turbodynamo eigener Konstruktion für die Beleuchtung ausgerüstet.

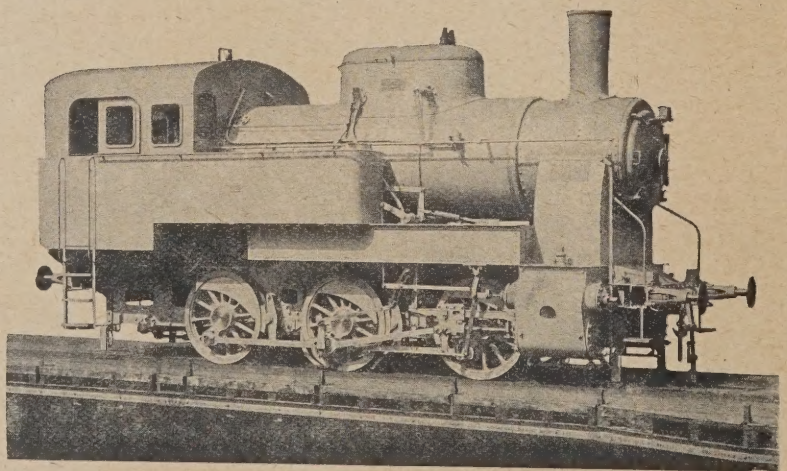
Da im Jahre 1928, wie schon oben erwähnt wurde, der Anstalt auch die ehemalige Maschinenfabrik Breitfeld-Daněk angegliedert worden ist, die in ihren Lokomotivwerkstätten in Schlan vom Jahre 1910 an 320 Lokomotiven verschiedenster Bauarten und Grössen hergestellt hatte, darunter die schweren 1-E Güterzugslokomotiven Reihe 5340 eigener Konstruktion lieferte, sind die Fabriksnummern beider Anstalten zusammengezählt worden, so dass jetzt bereits die Fabriksnummer 1500 überschritten wurde.



Bo+Bo Speicherlokomotive Reihe E 4070 der ČSD

Ausser den Dampflokomotiven wurden nach der Vereinigung mit der ehemaligen elektrotechnischen Anstalt Kolben nach eigenen Entwürfen auch elektrische Lokomotiven für die Prager Bahnhöfe gebaut und zwar: 4 Bo + Bo Güterzugslokomotive Reihe E 4360, eine Bo + Bo Schnellzugslokomotive Reihe E 4661 und eine Bo + Bo Speicherlokomotive Reihe E 4070.

Noch vor der Fusion hat das Schlaner Werk den mechanischen Teil für 2 1-Do-1 elektrische Schnellzugslokomotiven Reihe E 4650, für 2 Bo + Bo elektrische Verschublokomotiven Reihe E 4241 und für eine Bo + Bo Speicherlokomotive Reihe E 4070 gebaut und geliefert.

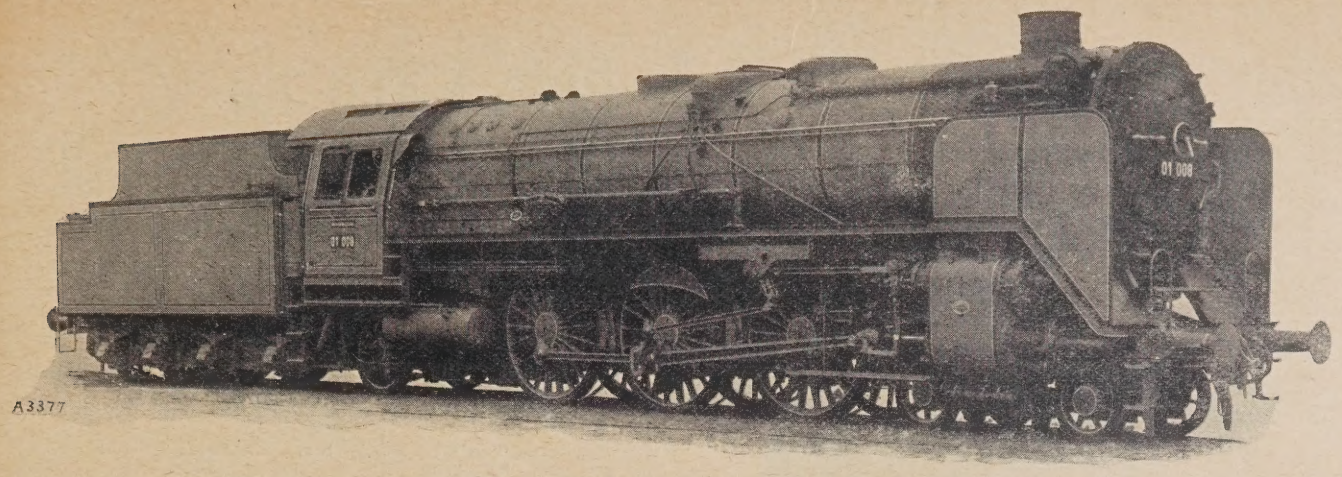


C-Verschubtenderlokomotive der bulgarischen Staatsbahnen

Auf den übrigen Gebieten der Eisenbahnindustrie beteiligt sich die Českomoravská - Kolben - Daněk an dem Bau von Schiebebühnen, Drehscheiben eigener Konstruktion, Bekohlungsanlagen, Eisenbahnbrücken, Wasserstationen mit Pumpen, ferner auch Signaleinrichtungen, wie mechanische und elektrische Stellwerke, mit Wechselstromantriebe, u. vollständige Stationseinrichtungen.

Dieses Jahr befinden sich für die tschechoslowakischen Staatsbahnen unter anderen auch 5 Lokomotiven der Reihe 5241 mit der Lentzventil- und -aussensteuerung im Bau.

Ing. JOS. ŽIDLICKY.




2 C 1-Heißdampf-Schnellzuglokomotive mit vierachsigem Tender der Deutschen Reichsbahn. (Borsig's 12000. Lokomotive.)

# BORSIG-LOKOMOTIVEN

Die Firma A. Borsig, gegründet 1837, ist die älteste Lokomotivfabrik Deutschlands. Bereits 1841 baute August Borsig die erste Lokomotive und brachte durch seinen Unternehmungsgeist den deutschen Lokomotivbau zu hoher Blüte. Die Leistungsfähigkeit der Borsig'schen Fabrik steigerte sich schnell. Hatte August Borsig nach 13 Jahren erfolgreicher Arbeit noch kurz vor seinem Hinscheiden die Feier der 500. Lokomotive begehen können, so dauerte es danach nur noch vier Jahre, bis das erste Tausend voll war.

Im Jahre 1886 hatte Borsig 4190 Lokomotiven geliefert und damit eine Leistung geschaffen, die von keiner anderen Lokomotivfabrik in Europa erreicht und nur von einer amerikanischen Firma übertroffen war.

Borsig baut Dampflokomotiven in allen Größen, für alle Spurweiten und Verwendungszwecke, für alle Brennstoffe, wie Kohle, Öl, Holz, Ampaß, ferner elektrische Lokomotiven, Druckluftlokomotiven für Bergwerkbetrieb und Tunnelbau und feuerlose Lokomotiven für feuer- und explosionsgefährliche Betriebe. Trotz zahlreicher Lieferungen nach allen Ländern der Erde war der Bau von Reichsbahnlokomotiven immer das Rückgrat des Borsig'schen Lokomotivbaues. Borsig ist Urheberfirma der Typen P 10 und T 20 als der letzten Reichsbahnlokomotiven, die vor Beginn der Typisierung entworfen worden sind; von den Einheitstypen hat Borsig die beiden 2 C 1 und die 1 C 1 H. T. L. gebaut.

Weit über 12000 Lokomotiven sind aus den Hallen der alten Firma gerollt und befördern in allen fünf Kontinenten Reisende und Güter.

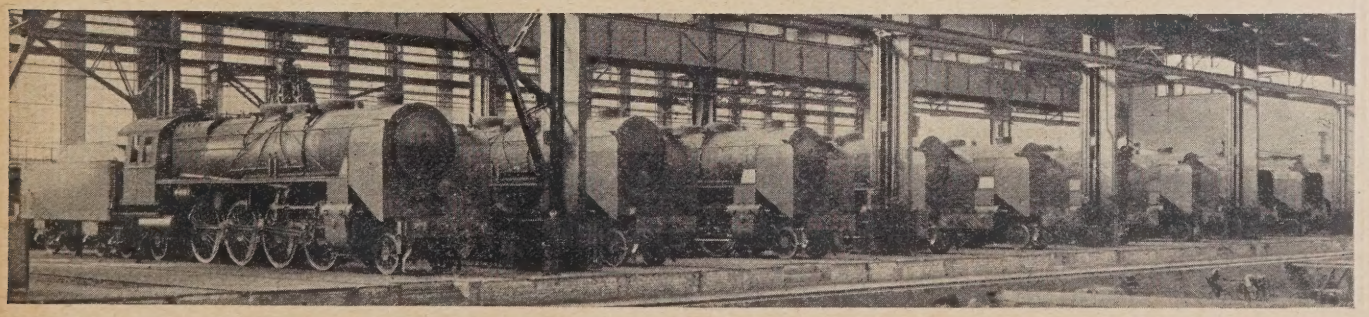
Borsig liefert vollständige Dampfkraftanlagen, insbesondere Höchstdruckanlagen. Zur Zeit sind zwei Kessel mit einem Druck von je 120 at für die Ilse Bergbau A. G. in Montage begriffen, ebenso die beiden größten Dampfmaschinen der Welt mit einer Leistung von 6000 PS und einem Druck von 100 at für eine nordamerikanische Firma; der Zusammenbau der acht Kessel für das Kraftwerk „West" der Bewag, Berlin mit zusammen 20000 qm Heizfläche für das größte Kesselhaus Europas ist in vollem Gange. Borsig baut ferner Dampfturbinen, Pumpen, Niederdruck- und Hochdruckkompressoren für Luft und Gas, Eis- und Kältemaschinen für jeden Verwendungszweck und jede Leistung, Anlagen für die chemische Industrie und verwandte Gebiete, insbesondere für die Gewinnung und Verarbeitung von pflanzlichen und tierischen Ölen und Fetten, sowie Anlagen für die vollständige Ausarbeitung von Erdöl und Teer nach neuzeitlichen Verfahren. Destillations-, Raffinations- und Crack-Anlagen sind von Borsig nach allen Ländern der Welt geliefert worden.

Das Schwesterwerk, die Borsigwerk Aktiengesellschaft, Gruben und Hüttenwerke in Borsigwerk O/S. liefert die Rohstoffe, die in den Werkstätten in Tegel verwendet und nach sorgfältigster Prüfung in den chemischen, metallographischen und physikalischen Laboratorien des Werks weiterverarbeitet werden.

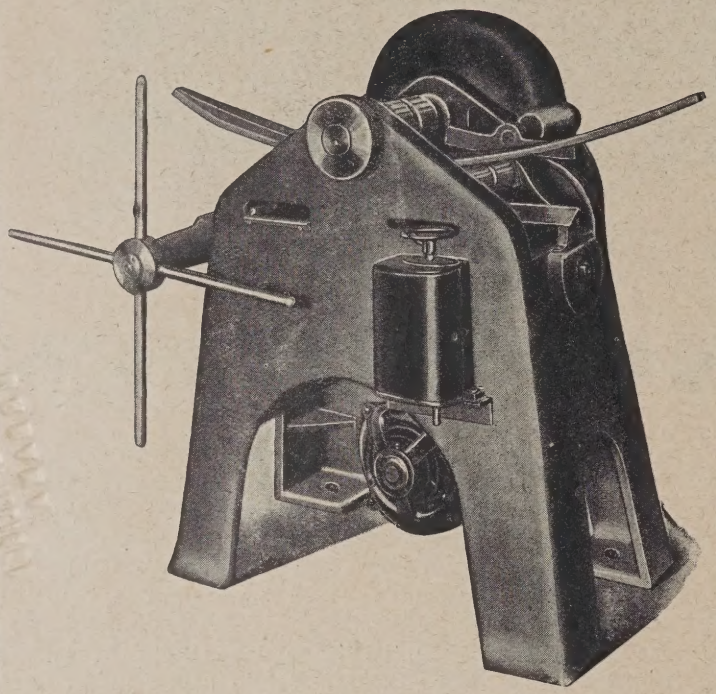
Die Gesamtzahl der in beiden Werken Beschäftigten beträgt mehr als 15000.

Mehr als 90jährige Erfahrungen auf dem Gebiete des Lokomotiv- und Maschinenbaues bürgen für die Qualität, Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit der von Borsig gebauten Maschinen und Anlagen.

# A. BORSIG G.M.B.H. BERLIN-TEGEL



UNSERE



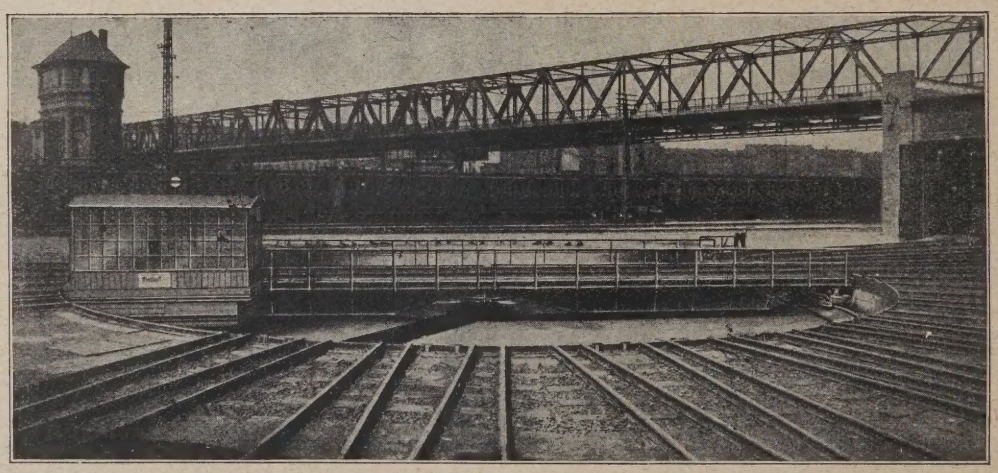
# BLATTFEDER-BIEGEMASCHINE

Neuester Konstruktion ‹DRPa.›

ist die EINFACHSTE im Aufbau, für STÄRKSTE Federn geeignet, erzeugt die Sprengung AUTOMATISCH, daher KEINE KRAFTANSTRENGUNG

COLLET & ENGELHARD A. G.
OFFENBACH A. M.

# WINDHOFF



*Drehscheiben · Gelenkdrehscheiben*

**Rheiner Maschinenfabrik Windhoff A.-G.**

**Rheine i. W.**

**Schiebebühnen / Rangieranlagen / Motorlokomotiven**

625.05
OF
Railway Eng'ing

1930
85. Jahrgang

# ORGAN

Heft 24
15. Dezember

## FÜR DIE FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

TECHNISCHES FACHBLATT
DES VEREINS DEUTSCHER EISENBAHNVERWALTUNGEN
HERAUSGEGEBEN VON DR. ING. H. UEBELACKER / VERLAG VON JULIUS SPRINGER, BERLIN

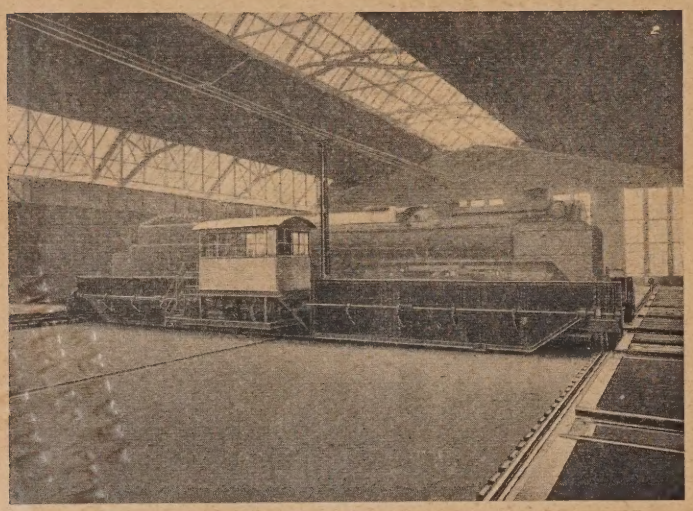
Inhaltsverzeichnis.

Grundsätzliches zur Rangiertechnik. Dr. Ing. Bäseler. 533. — Taf. 34.
Die Verwendung von Staubsaugern bei der Wagenreinigung. Bethke. 541.
Umbau starrer Drehscheiben in Gelenkdrehscheiben. Gräfe. 544.
Das Eisenbahnwesen auf den Internationalen Ausstellungen in Lüttich und Antwerpen. Dr. Ing. Ludwig Schultheiß. 545.
Tagung des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen in Münster. 549.
Internationaler Eisenbahnverband. 552.
Elfte Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid. 554.
Persönliches. Geheimer Oberbaurat Heinrich Ranafier†. 555.
Über die verschiedenartige Schwächung von sichtbarer und ultraroter Strahlung beim Durchgang durch Tauschichten. 555.
Probefahrten mit der Božić-Bremse. 556.
Einkammerdruckluftbremse mit Zusatzlöseventil. 556.
Normung im Lokomotivbau. 557.
Über die Verwendung von Aluminiumlegierungen bei den Eisenbahnen der Vereinigten Staaten. 558.
13. Hauptversammlung der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde in Berlin vom 8. bis 10. November 1930. 558.
Preßzange zur Unterstopfung von Holzschwellen. 558.

Sach- und Namenverzeichnis 1930.

JAN 5 1931
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# VÖGELE



## Schiebebühnen

für jede Größe und Belastung, in versenkter, halbversenkter und unversenkter Ausführung und in neuzeitlicher Bauweise

—

Portalschiebebühnen in Zwei- und Mehrportalausführung / Doppelschiebebühnen Schiebebühnen mit Rangierwinden kombiniert, zum Auf- und Abziehen der Fahrzeuge

—

Automatisch beweglicher Klappsteg zur Überbrückung von Schiebebühnen-Gruben Wagenkipper / Achswechselwinden in verschiedenen Ausführungen

—

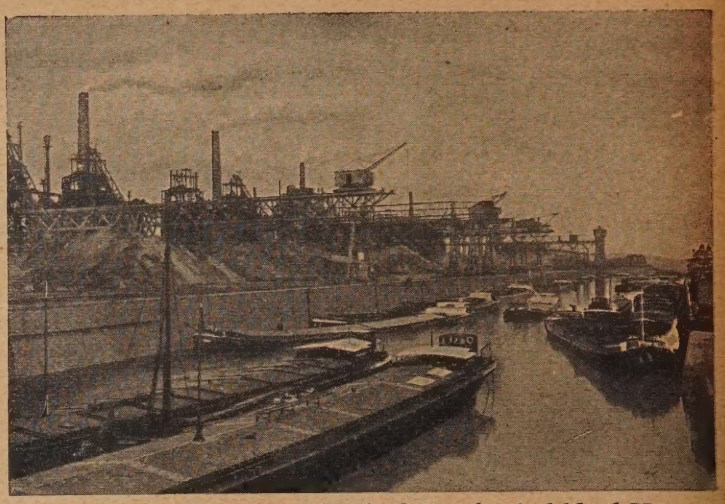
Sonstige Erzeugnisse:

Weichen und Kreuzungen aller Art / Drehscheiben / Rangierwinden / Spills

—

Ausführliche Druckschriften, Angebote, Beratung durch unsere Fachingenieure kostenlos und unverbindlich.

JOSEPH VÖGELE A.G.
GEGR. 1836 MANNHEIM



Fried. Krupp Aktiengesellschaft Friedrich-Alfred-Hütte
Hochöfen, Thomas- u. Martinstahlwerke, Walzwerke, Eisenbauwerkstätten

## Roheisen

Thomasroheisen, Bessemerroheisen, Gießereiroheisen, Hämatit, Spezialroheisen, Ferrochrom.

## Rohstahl

Blöcke u. Brammen aus Thomas- u. Martinstahl.

## Walzfabrikate

Halbzeug aus Thomas- und Martinstahl, vorgewalzte Blöcke, Knüppel, Platinen. — **Eisenbahnoberbaumaterial:** Schienen, Schwellen (auch Schwellen mit aufgeschweißten Rippenplatten), Laschen, Unterlags- und Hakenplatten, Rippenplatten, Klemmplatten, Schienenklemmen, Stützwinkel, Federplatten, Oberbauschrauben, Feldbahnmaterial. — **Formeisen.** — **Stabeisen** für alle Verwendungszwecke. — **Walzdraht.**

## Stahlbauwerke

aller Art nach eigenen und fremden Entwürfen für den
**Bergbau, Brückenbau, Hochbau, Tiefbau, Schiffbau, Wasserbau**

## Gittermaste

## Spundwandeisen neuer Bauart

Günstige Ausnutzung des Werkstoffes.
Hervorragende Rammfähigkeit.

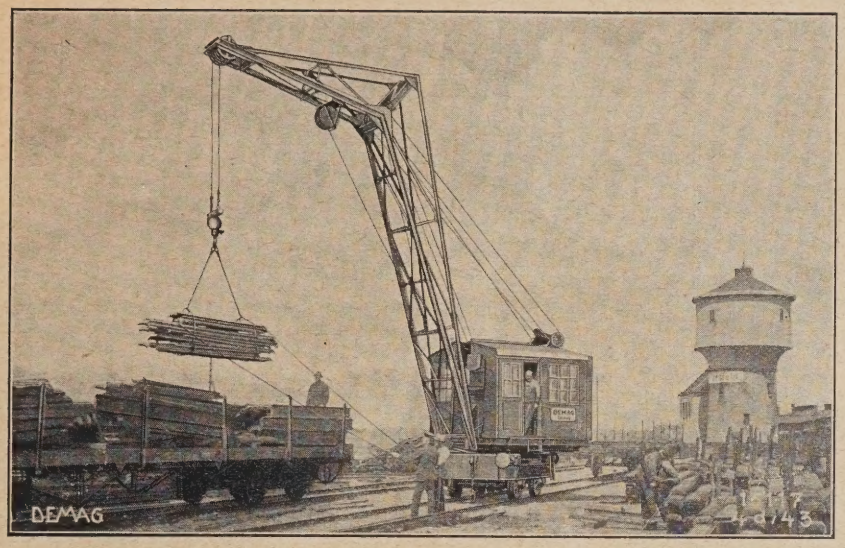
Anfragen erbeten an:

# KRUPP

Fried. Krupp Aktiengesellschaft Friedrich-Alfred-Hütte
Rheinhausen (Niederrhein)

*Das nächste Heft des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ wird als Doppelnummer 1/2 am 10. 1. 1931 erscheinen.*

# DEMAG




Leistungsfähige Hebezeuge
für
Eisenbahn-Werkstätten.

**DEMAG-Dampf- oder Dieselkrane** eignen sich durch ihre unbeschränkte Bewegungsmöglichkeit, die sie durch ihre eigene Kraftquelle erhalten, für die Verladung etc. auf Lagerplätzen. Tragkraft bis zu 10 t. Wir führen diese Krane auch mit Elektromotor-Antrieb aus und bauen mehrere Normalmodelle serienweise, so dass wir in jedem Falle einen passenden Kran sofort ab Lager, oder kurzfristig liefern können. Fordern Sie bitte Druckschriften!

**DEMAG**-Schiebebühnen, Drehscheiben, Laufkrane, Elektrozüge, Kolben- und Rotationskompressoren, Pressluftwerkzeuge.

# DUISBURG

# LOKOMOTIV-BESANDUNGS-ANLAGEN

**Wir liefern**

für ein- und mehrgleisige Lokomotiv-Besandungen vollkommen automatisch und staubfrei arbeitende Anlagen. Eine die Druckluft selbsttätig abschaltende Signalvorrichtung verhindert ein Überlaufen des Hochsandbunkers.

Für **kleinere Leistungen** bauen wir Anlagen für unmittelbare Besandung ohne Hochsandbunker, die sich im Preise wesentlich niedriger stellen. Auch diese Anlagen entsprechen ihrem Zweck vollkommen und arbeiten durchaus betriebssicher.

Die nebenstehende Besandungsanlage wurde von uns an ein mitteldeutsches Bahnbetriebswerk geliefert und versorgt täglich etwa 35 Lokomotiven mit Sand.

**MASCHINENBAU AKT. GES. vorm.**

# BECK & HENKEL
# KASSEL

**Das deutsche Patent**
**407774,** betreffend:
**Eisenbahnverkehrs-Überwachungsapparat**
soll im Wege der Lizenz verwertet werden.
Angebote an Patentanwalt Gail, Hannover

**Selektivschutz.**
Grundlagen zur selektiven Erfassung von Kurzschluss, Erd- und Doppelerdschluss auf Grund der räumlichen Verteilung von Strom und Spannung. Von Dr.-Ing. **Fritz Kesselring.** Mit 154 Textabbildungen. V, 181 Seiten. 1930. RM 17.50; gebunden RM 19.—

**Die Messwandler, ihre Theorie und Praxis.**
Von Dr. **I. Goldstein,** Oberingenieur der AEG Transformatorenfabrik. Mit 130 Textabbildungen. VII, 166 Seiten. 1928. RM 12.—; gebunden RM 13.50

**Hilfsbuch für die Elektrotechnik.**
Unter Mitwirkung namhafter Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Dr. **Karl Strecker** (Berlin). Zehnte, umgearbeitete Auflage.
**Starkstromausgabe.** Mit 560 Abbildungen. XII, 739 Seiten. 1925. Gebunden RM 20.—
**Schwachstromausgabe** (Fernmeldetechnik). Mit 1057 Abbildungen. XXII, 1137 Seiten. 1928. Gebunden RM 42.—

VERLAG VON JULIUS SPRINGER / BERLIN

**NEUERSCHEINUNGEN**

**Handbuch der Eisenbahngesetzgebung im Deutschen Reich und in Preussen.** Von K. Fritsch, 3., umgearbeitete Auflage. XV, 650 Seiten. 4°. Lw. RM 64.—

**Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf.** Von R. Mollier. 6., durchgesehene Auflage. Mit 2 Diagrammtafeln. 28 Seiten. Neudruck 1930. 4°. RM 2.70

**Ingenieur und Wirtschaft: Der Wirtschaftsingenieur.** Eine Denkschrift über das Studium von Wirtschaft und Technik an Technischen Hochschulen. Von W. Prion. VI, 172 Seiten. RM 6.—

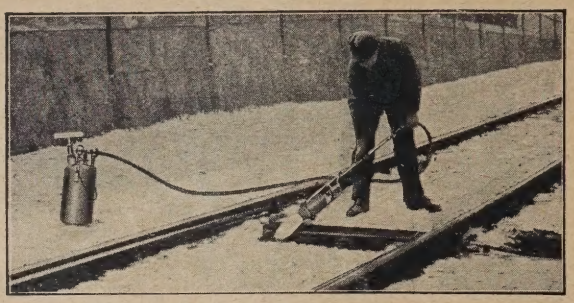
**Von Zahlen und Figuren.** Proben mathemathischen Denkens für Liebhaber der Mathematik. Ausgewählt und dargestellt von H. Rademacher und O. Toeplitz. Mit 129 Figuren. VI, 164 Seiten. Lw. RM 9.60

**Die Entwicklung der Lokomotive im Gebiete des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen.** Bearbeitet im Auftrage des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen und des Deutschen Lokomotivverbandes von R. v. Helmholtz und W. Staby. Band I. 1835 bis 1880. Textband: Mit 706 Abbildungen. XI, 446 Seiten. Tafelband: 39 Tafeln zusammen Lw. RM 45.—

**Instructions pour l'exécution des dessins techniques.** A l'usage des grands réseaux des chemins de fer francais. Avec 37 figures. 29 pages. relié ffrs. 16.—

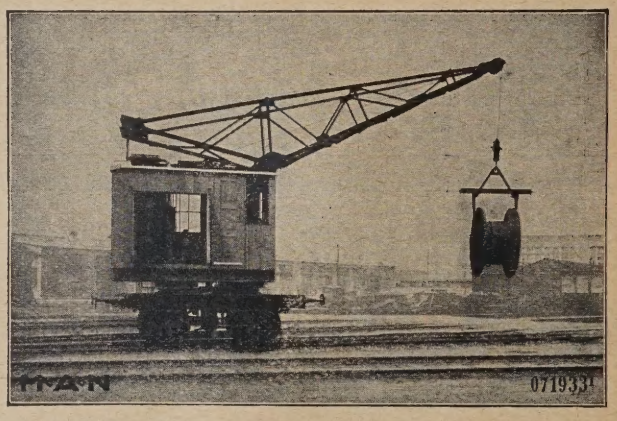
**HIRSCHWALDSCHE BUCHHANDLUNG**
**BERLIN NW 7 • UNTER DEN LINDEN 68**
**POSTSCHECKKONTO: BERLIN 33700**

**Weichen-Auftau-Geräte** (D. R. G. M.)
liefern seit 20 Jahren
**A. E. Hauck & Co., Chemnitz**



**M A N**
MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AG

**Transportanlagen**
für Eisenbahnzwecke




Werkstattkrane, Wagendrehkrane, Baukrane, Verladebrücken, fahrbare Förderanlagen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Spille, Wagenkipper, Kraftkarren, Eisenbahnwagen, Lastwagen
Drucksache O. E. 07.

**SCHEIDT & BACHMANN**
EISENBAHNSIGNAL-BAUANSTALT
EISENGIESSEREI
SB
GEGRÜNDET 1872
**RHEYDT**
BEZ. DÜSSELDORF

Das **Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens**
**Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen**
erscheint am 1. und 15. jedes Monats.
Die Anschrift des Schriftleiters ist: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, Sandstraße 38/40,**
die des stellvertretenden Schriftleiters: **Reichsbahnoberrat Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden, Wiener Straße 4.**

Die Aufnahme von Bearbeitungen technischer Gegenstände aus dem Vereinsgebiete vermitteln im Auftrage des Technischen Ausschusses des Vereins:
Oberinspektor **Alex,** Direktion der königl. Ungarischen Staatseisenbahnen, Budapest;
Reichsbahnoberrat **Arzt,** Reichsbahndirektion Oldenburg;
Direktor Professor **Baumann** bei der Reichsbahndirektion Karlsruhe;
Ministerialrat **Engels,** Generaldirektion der Österr. Bundesbahnen, Wien;
Reichsbahndirektor **Hundsdorfer,** Mitglied der Gruppenverwaltung Bayern der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft;
Abteilungsvorstand Oberingenieur **Joosting,** Generaldirektion der Niederländischen Eisenbahnen in Utrecht;
Direktor **Nägele** bei der Reichsbahndirektion Stuttgart;
Direktor **Pogány,** Betriebsdirektion der Donau-Save-Adria-Eisenbahngesellschaft (vorm. Südbahngesellschaft) in Budapest:
Reichsbahnoberrat **Ruthemeyer,** Reichsbahndirektion Erfurt;
Reichsbahnoberrat **Tetzlaff,** Reichsbahnzentralamt Berlin;
Baudirektor Dr. **Trnka,** Generaldirektion der Österr. Bundesbahnen, Wien;
Reichsbahndirektor **Wetzler,** Mitglied der Gruppenverwaltung Bayern der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Der halbe Jahrgang 1930 des „Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" wird mit **18.— RM.** berechnet und ist durch den Buchhandel oder (zuzüglich des anfallenden Drucksachenportos) von der Verlagsbuchhandlung zu beziehen.

Von den im Organ erscheinenden Aufsätzen können Sonderabdrucke bezogen werden. Bestellungen müssen spätestens 8 Tage nach Erscheinen der Hefte in den Händen des Verlags sein.

Preis für 1 Seite Umfang bei Bestellung von 20 Stück etwa 7 *RM*, für weitere 10 Stück 0,50 *RM*, mit Tafeln entspr. höher.

Auch auf die Fachhefte werden Sonderbestellungen entgegengenommen.

Wegen Anzeigen und Beilagen wolle man sich wenden an die Verlagsbuchhandlung **Julius Springer,** Berlin W 9

Anzeigenpreise:

| 1/1 | 1/2 | 1/4 | 1/8 Seite |
|---|---|---|---|
| 180.— | 90.— | 45.— | 22.50 *RM* |

Bei 12 24maliger Aufnahme innerhalb Jahresfrist
10 20 % Nachlaß.

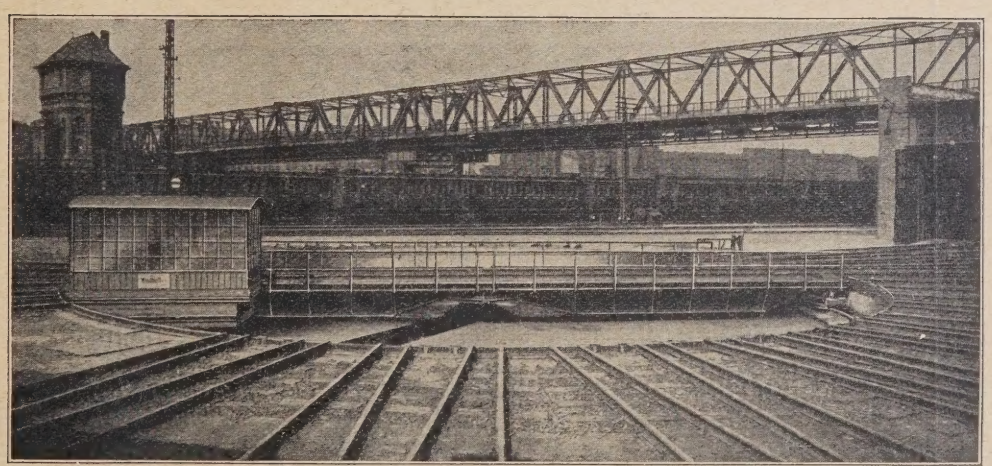
Für Vorzugsseiten gelten besondere Preise. Beilagen nach Vereinbarung.

**Aktien-Gesellschaft für aluminothermische und elektrische Schweißungen**
(Professor Dr. Hans Goldschmidt — Ingwer Block)
**Berlin-Britz,** Gradestrasse 60-72

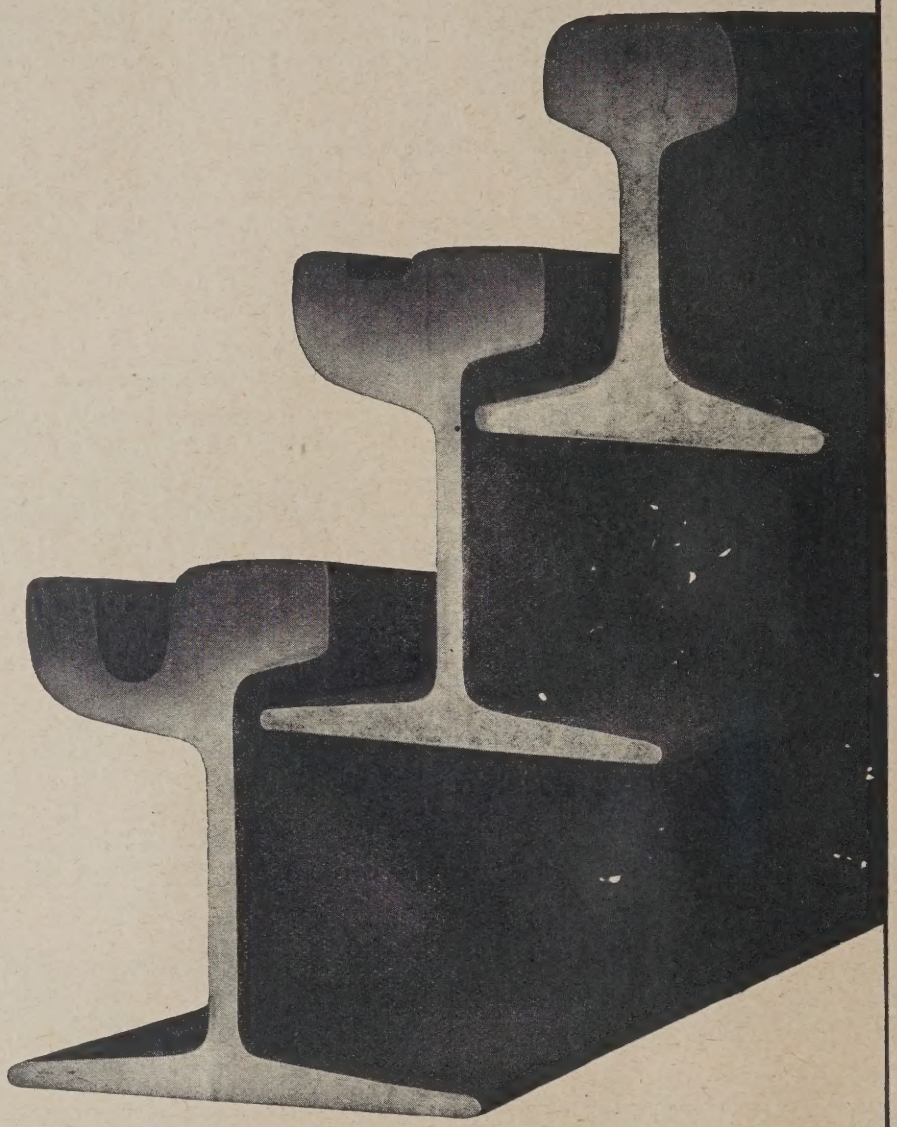
AIG GIB
Tel. F 2 Neukölln 3321
(Sammelnummer)

Aluminothermische Schienenstoß-Verschweißungen.
Elektrische Laschen- und Auftragsschweißungen.
Lieferung kompletter Weichen- und Kreuzungsanlagen.
Schienensägen mit Elektromotoren und Benzinmotoren, sowie
Schienenhobel- und Bohrmaschinen für den Streckenbetrieb
Verlangen Sie unsere Prospekte!

**WINDHOFF**



*Drehscheiben · Gelenkdrehscheiben*
**Rheiner Maschinenfabrik Windhoff A.-G.**
**Rheine i. W.**
**Schiebebühnen / Rangieranlagen / Motorlokomotiven**



Osnabrücker Verbundgußschienen
in allen Profilen für Gleise, Weichen und Kreuzungen

Höchste Verschleißfestigkeit bei gleichzeitiger Bruchsicherheit
Festigkeit: im Kopf 110–140 kg, im Fuß u. Steg höchstens 60 kg

KLÖCKNER-WERKE A.-G.
GEORGS-MARIEN-WERKE OSNABRÜCK

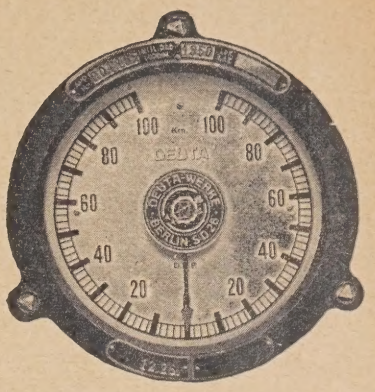
Gleichrichterwerk Halensee mit Brown-Boveri-Großgleichrichtern

© Presse: Dr. Selle-Eysler A.-G. Berlin SW 29

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

# DEUTA-WERKE

**BERLIN SO 36 ORANIENSTRASSE 25**

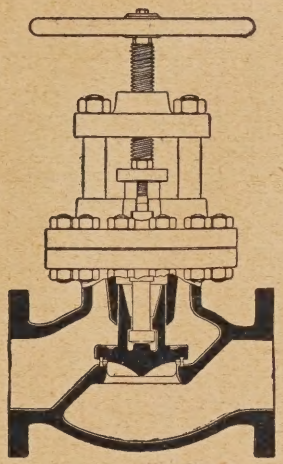


**Lokomotiv-Geschwindigkeitsmesser für Dampf- u. elektrische Lokomotiven**

Triebwagen, Straßenbahnen / Genaue und klare Ablesung / Einfachster Antrieb

**Kilometerzähler**

Apparate für Betriebszeitkontrolle zur wirtschaftlichen Ausnutzung von Bahnen, Fahrzeugen und Maschinen aller Art ● Drehzahlmesser (Tachometer) für ortsfeste Maschinen, Motorboote, Flugzeuge und für den Handgebrauch ● Elektr. Ferntachometer ● Elektr. Präzisions-, Normal- und Universal-„Nadir"-Meßgeräte ● Deuta-Rückstrahlende Verkehrszeichen, Warnkreuze, Leuchtschürzen für Eisenbahnschranken



# Dampfarmaturen

**für die höchsten Drücke**

Reuther-Patentventile, Dreiwegventile, Rückschlag- und Schlammablaß-Ventile, Sicherheits-, Auspuff- und Klappventile, Stoffbuchsrohre, Scharnierrohre, Drosselklappen, Wasserabscheider, Kondenstöpfe, Durchgangs-, Stopfbuchs- und Dreiweghähne, Druckverminderungsventile für Wasser, Dampf und Luft, Bleiarmaturen für Säuren, Laugen usw.

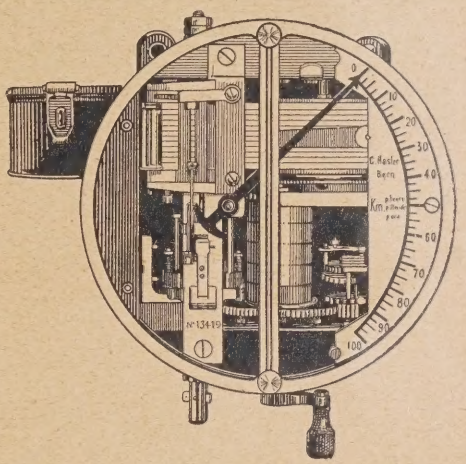
**BOPP & REUTHER**

**G.m.b.H. / Mannheim-Waldhof**

Man verlange Katalog Nr. 60

# Hugo Hausshälter

**Dresden N 23**



Lokomotiv-Geschwindigkeitsmesser

**„HASLER"**

Der Apparat zeigt an und registriert:

1. Fahrgeschwindigkeit (Messzeit 2 Sek.)
2. Die zurückgelegten Kilometer

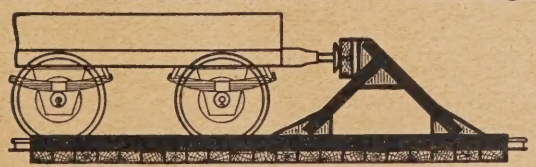
Auf Wunsch:

3. Druck- oder Vakuumregistrierung, d. h. Anwendung der Bremse

u. a.

# Rawie-Prellböcke

in den verschiedensten Ausführungen



**Bremsprellböcke**
D. R. P. Nr. 225490, 330139 u. a. und Auslandspatente
Wirtschaftlich billigster Prellbock
**Gleisbremsprellböcke** D.R.P.

**Sandbremsprellböcke** D.R.P.
**Regulierprellböcke** D. R. P. für verschobene Wagenladungen
**Billigste feste Prellböcke** D. R. P.

Für einfache Fälle schon von **65 Mark** an
**Über 5000 Anlagen** bereits geliefert

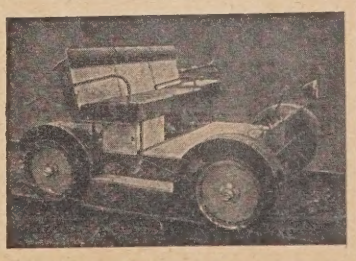
In vielen hundert Versuchen vom Eisenbahn-Zentralamt Berlin und im Betrieb erprobt, behördlich empfohlen -- Sie allein bieten sichersten Schutz für auffahrende Fahrzeuge und große Ersparnisse

**A. RAWIE, Osnabrück-Schinkel**

# Schienen-Motorräder

**(Motordraisinen)**

für drei und sechs Personen



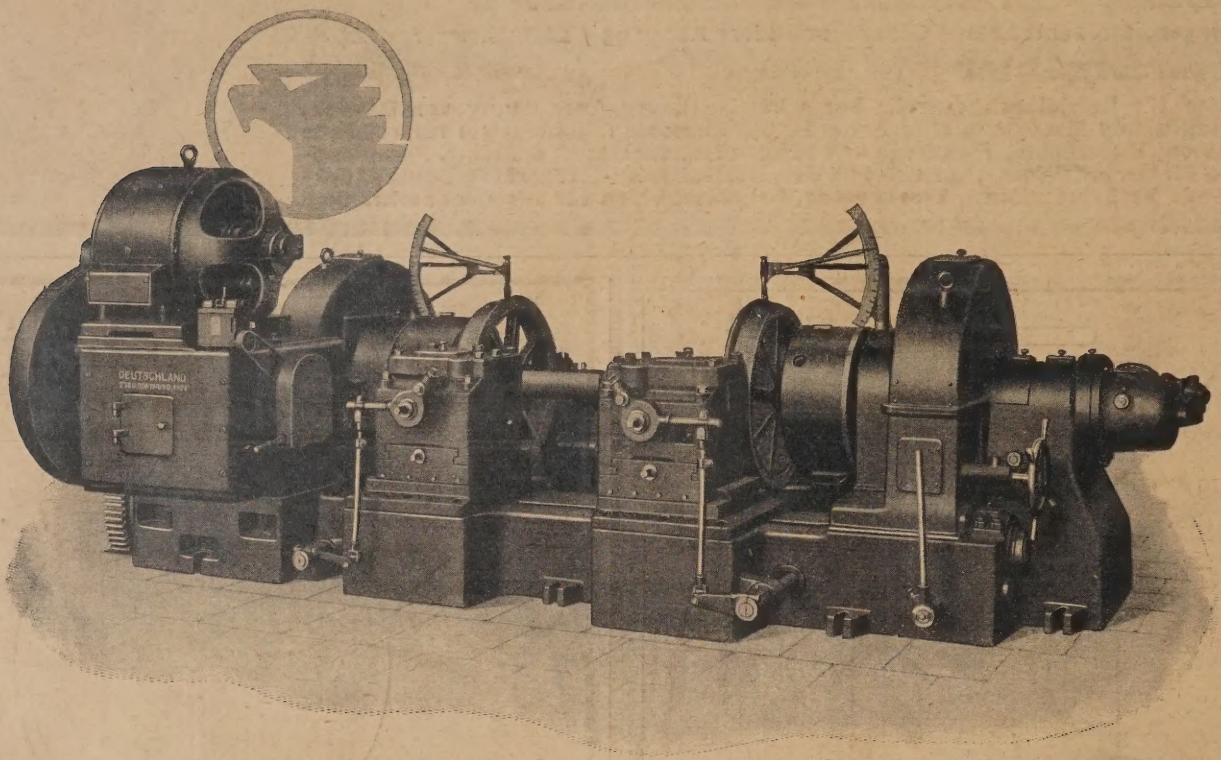
**Martin Beilhack**

Maschinenfabrik und Hammerwerk G. m. b. H.

**Rosenheim** in Bayern

# WERKZEUGMASCHINEN

AURICH
DORTM·13




MASCHINEN FÜR DIE RADSATZHERSTELLUNG

WALZEN- UND SPITZEN-DREHBÄNKE

LOKOMOTIVRAHMEN — BEARBEITUNGS — UND

VERMESSUNGSMASCHINEN

SONDERMASCHINEN FÜR DIE FEDERNHERSTELLUNG

**MASCHINENFABRIK ·· DEUTSCHLAND ··
G · M · B · H · DORTMUND**


**Der Wiederabdruck der in dem „Organ" enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und der Schriftleitung nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.**

Hierzu zwei Beilagen von **Julius Springer Verlag, Berlin W.**

**Druck von Carl Ritter, G. m. b. H. in Wiesbaden. Für den Anzeigenteil verantwortlich F. Luckhardt, Berlin S. O. 36.**
Printed in Germany.

UNIVERSITY OF ILLINOIS-URBANA
3 0112 112360828